



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ AERODYNAMICKÉHO  
HLUKU ZPŮSOBENÉHO BOČNÍM ZRCÁTKEM  
AUTOMOBILU**

COMPUTATIONAL MODELLING OF AERODYNAMIC NOISE CAUSED BY THE CAR'S SIDE MIRROR

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Radek Vobejda**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Pavel Švancara, Ph.D.**

**BRNO 2019**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky  
Student: **Bc. Radek Vobejda**  
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství  
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika  
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Švancara, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Výpočtové modelování aerodynamického hluku způsobeného bočním zrcátkem automobilu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Aerodynamický hluk vznikající při obtékání konstrukcí tekutinou (např. u automobilů, letadel, vlaků) je jedním z dominantních zdrojů hlukové zátěže působící na cestující. Studium tohoto jevu je důležité pro návrh úprav eliminujících tento nežádoucí hluk. Cílem práce je s využitím softwaru ANSYS Fluent provést výpočet proudění okolo zjednodušeného modelu karoserie automobilu s bočním zpětným zrcátkem. Následně v prostředí ANSYS Mechanical provést výpočet šíření takto vzniklého aerodynamického hluku přes sklo do prostoru kabiny automobilu.

### Cíle diplomové práce:

- 1) Na základě literatury vypracujte stručný přehled současných metod pro výpočtové modelování hluku při obtékání tělesa.
- 2) Vytvoření zjednodušené geometrie karoserie osobního automobilu s bočním zpětným zrcátkem a vytvoření sítě konečných prvků okolního vzdušného prostředí a akustického prostoru kabiny.
- 3) Výpočet proudění kolem zjednodušené karoserie osobního automobilu s bočním zpětným zrcátkem.
- 4) Výpočet šíření vzniklého aerodynamického hluku přes boční sklo do prostoru kabiny automobilu.

### Seznam doporučené literatury:

MUNSON, B. R., T. H. OKIISHI, W. W. HUEBSCH a A. P. ROTHMAYER. Fundamentals of Fluid Mechanics. John Wiley & Sons, 2013. ISBN 978-1-118-11613-5.

ZIENKIEWICZ, O.C. a R.L. TAYLOR. The Finite Element Method. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2011. ISBN 1856176304.

WANG, M., J. B. FREUND a S. K. LELE. Computational prediction of flow-generated sound. Annu. Rev. Fluid Mech. 2006, roč. 38, s. 483-512. ISSN 0066-4189.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá výpočtovým modelováním aerodynamického hluku, který vzniká uvnitř kabiny automobilu. V úvodní části diplomové práce je vytvořen zjednodušený model geometrie osobního automobilu a vnitřního akustického prostoru. Dále jsou prováděny výpočty proudění kolem vytvořeného modelu geometrie. Diskutovány jsou různé modely turbulence. Na základě výsledků z prvotní CFD simulace je potom provedena úprava geometrie zrcátka. Výsledky z výpočtového modelování jsou poté použity pro řešení výpočtového modelování hluku uvnitř kabiny osobního automobilu.

## **Klíčová slova**

Auto, zrcátko, CFD simulace, aerodynamický hluk, Ansys Fluent

## **Abstract**

The master's thesis deals with numerical modelling of aerodynamic noise which arises inside of the car cabin. In the first part of the thesis simplified model of geometry of the car and of the inside acoustic pressure are created. After that numerical analysis of created models of geometry are done and various models of turbulence are discussed. The results of these CFD simulations were then used for changing the model of geometry of the wing mirror. Outputs of these simulations were used for solving the numerical analysis of noise in the car cabin.

## **Key words**

Car, wing mirror, CFD simulation, aerodynamic noise, Ansys Fluent

## **Bibliografická citace**

VOBEJDA, Radek. Výpočtové modelování aerodynamického hluku způsobeného bočním zrcátkem automobilu. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117287>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Pavel Švancara.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Výpočtové modelování aerodynamického hluku způsobeného bočním zrcátkem automobilu* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce Ing. Pavla Švancary, Ph.D. a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 24. 5. 2019

-----  
Radek Vobejda

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Švancarovi, Ph.D., za ochotu, cenné rady, připomínky a skvělé vedení. Dále mé díky patří rodině a přátelům, kteří mi byli po celou dobu studia vždy oporou.



## Obsah

<b>1</b>	<b>Popis problémové situace .....</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>Formulace problému a cílů řešení.....</b>	<b>13</b>
<b>3</b>	<b>Přehled současných metod pro výpočtové modelování hluku při obtékání tělesa ..</b>	<b>14</b>
3.1	Články zabývající se stanovením aerodynamického hluku od bočního zrcátka .....	14
3.2	Články zabývající se výpočtem hluku uvnitř kabiny automobilu .....	15
<b>4</b>	<b>Zvuk a hluk .....</b>	<b>16</b>
4.1	Akustický výkon a intenzita zvuku .....	16
4.2	Hladina akustického tlaku .....	16
4.3	Křivky stejné hlasitosti .....	17
<b>5</b>	<b>Aeroakustika a metody pro stanovení hluku .....</b>	<b>18</b>
5.1	Vývoj moderní aeroakustiky .....	18
5.2	Zdroje hluku .....	18
5.2.1	Monopól.....	20
5.2.2	Dipól .....	21
5.2.3	Kvadrupól .....	22
5.3	Metody stanovení aerodynamického hluku.....	23
5.3.1	Plně analytické metody.....	23
5.3.2	Semi-empirická metoda .....	24
5.3.3	Plně numerická metoda .....	24
5.3.4	CFD kombinované s akustickou analogií .....	25
5.4	CFD kombinované s vibroakustikou.....	25
<b>6</b>	<b>Teorie proudění.....</b>	<b>26</b>
6.1	Klasifikace proudění .....	26
6.2	Síly působící na obtékané těleso .....	27
6.3	Rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice .....	28
6.3.1	Rovnice kontinuity .....	28
6.3.2	Navier-Stokesovy rovnice .....	28
6.4	Výpočtové modelování proudění .....	29
6.5	Matematické modely turbulence .....	29
6.5.1	Metoda přímé numerické simulace (DNS) .....	30
6.5.2	Metody časového (Reynoldsova) středování (RANS) .....	30

6.5.3	Modely Scale Resolving Simulation (SRS).....	31
6.6	Modelování proudění v blízkosti stěn .....	32
<b>7</b>	<b>Stanovení systému podstatných veličin.....</b>	<b>35</b>
7.1	Okolí objektu.....	35
7.2	Geometrie objektu .....	35
7.3	Vazby objektu s okolím.....	35
7.4	Aktivace objektu .....	35
7.5	Působení okolí na objekt .....	35
7.6	Vlastnosti struktury objektu .....	35
7.7	Projevy objektu .....	35
7.8	Důsledky projevů objektu .....	35
<b>8</b>	<b>Výběr metody řešení a přehled použitých softwarů .....</b>	<b>36</b>
<b>9</b>	<b>Modely geometrie .....</b>	<b>37</b>
9.1	Model geometrie okolního vzdušného prostředí.....	39
9.2	Model geometrie akustického prostoru kabiny .....	40
<b>10</b>	<b>Realizace výpočtového modelování proudění .....</b>	<b>41</b>
10.1	Okrajové podmínky a nastavení simulace.....	41
10.2	Tvorba sítě konečných objemů .....	44
10.2.1	Tvorba kontrolních boxů .....	46
10.2.2	Síť na povrchu modelu .....	46
10.2.3	Prizmatické vrstvy .....	47
10.2.4	Objemová síť .....	48
10.2.5	Úprava prizmatických vrstev .....	49
10.3	Výsledky výpočtu proudění a jejich analýza.....	51
10.3.1	Výsledky ze CFD simulace kolem modelu celého automobilu, model DES/SST k - $\omega$ .....	52
10.3.2	Výsledky ze CFD simulace při modelování poloviny výpočetní domény, model DES/SST k- $\omega$ .....	53
10.3.3	Výsledky ze CFD simulace při modelování poloviny výpočetní domény, model DES/S-A .....	56
10.3.4	Stanovení odporových koeficientů .....	58
10.3.5	Velikost sítě a výpočetní čas .....	59
10.3.6	Diskuze možností zjednodušení domény .....	59

<b>11 Realizace výpočtového modelování proudění kolem modelu zpětného bočního zrcátka automobilu s uchycením .....</b>	<b>60</b>
11.1 Model geometrie upraveného bočního zrcátka .....	60
11.2 Síť konečných objemů a krajové podmínky .....	60
11.3 Výsledky ze CFD simulace pro nestlačitelné proudění .....	61
11.4 Výsledky ze CFD simulace pro stlačitelné proudění .....	63
11.5 Odporové koeficienty, velikost sítě a výpočetní čas .....	65
<b>12 Výpočtové modelování hluku uvnitř kabiny automobilu .....</b>	<b>66</b>
12.1 Model geometrie pro výpočtové modelování hluku .....	66
12.2 Charakteristiky vzduchu a model materiálu skel .....	66
12.3 Okrajové podmínky.....	67
12.4 Modální analýza .....	68
12.4.1 Modální analýza oken automobilu .....	68
12.4.2 Konečnoprvková síť akustického prostoru .....	72
12.4.3 Modální analýza akustického prostoru .....	72
12.5 Odezva na harmonické buzení .....	74
12.5.1 Stanovení hladiny akustického tlaku v kabině automobilu .....	75
12.5.2 Modelování uložení oken pomocí vetknutí .....	78
12.5.3 Volné uložení oken automobilu.....	82
<b>13 Závěr .....</b>	<b>86</b>
<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>87</b>
<b>Přehled použitých symbolů a zkratk .....</b>	<b>90</b>

## **1 Popis problémové situace**

Aerodynamický hluk, který vzniká v důsledku obtékání konstrukcí médii (například vzduchem), je jedním z dominantních zdrojů hlukové zátěže, jenž působí na člověka. Studium tohoto jevu je důležité pro možnost návrhu úprav konstrukce, tak aby byl nežádoucí hluk eliminován, v ideálním případě zcela odstraněn.

Boční zrcátko a další prvky karoserie automobilu jsou zdrojem aerodynamického hluku. Vysoký aerodynamický hluk v kabině automobilu od bočního zrcátka se projevuje zejména při vysoké rychlosti, při které se stává dominantním zdrojem hluku působícím na cestující. Správný tvar bočního zrcátka je schopen tento nežádoucí jev do určité míry eliminovat nebo alespoň posunout hladinu akustického tlaku a její frekvenci uvnitř kabiny do oblasti, kterou není člověk schopen svým sluchovým orgánem zachytit.

## 2 Formulace problému a cílů řešení

Na základě popisu problémové situace je možné řešený problém formulovat takto:

Realizovat výpočtové modelování proudění vzduchu kolem zjednodušené geometrie karoserie osobního automobilu se zpětným bočním zrcátkem, které odpovídá testování v aerodynamickém tunelu, s cílem stanovit hladinu akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu a navrhnout úpravu geometrie, která povede k jejímu snížení.

Proces pro nalezení řešení daného problému byl dále rozdělen do dílčích úkolů, jež odpovídají cílům v zadání této práce:

- Na základě literatury vypracovat stručný přehled současných metod pro výpočtové modelování hluku při obtékání těles:

Pro získání potřebného vhledu do řešené problematiky bylo potřeba provést rešeršní studii, která se týká daného tématu, ta je provedena v kapitole 3.

- Vytvořit zjednodušenou geometrii karoserie osobního automobilu s bočním zpětným zrcátkem, vytvořit síť konečných objemů okolního vzdušného prostředí a síť konečných prvků akustického prostoru kabiny:

Tvorba modelu geometrie karoserie automobilu se zpětným bočním zrcátkem je popsána v kapitole 9 a tvorba sítě konečných objemů v kapitole 10.2. Síť konečných prvků akustického prostoru kabiny společně se sítí konečných prvků bočních oken automobilu je uvedena v kapitole 12.5.1.

- Provést výpočtové modelování proudění kolem zjednodušené geometrie karoserie osobního automobilu s bočním zpětným zrcátkem:

Výpočtové modelování proudění kolem výchozího modelu geometrie bočního zpětného zrcátka je uvedeno v kapitole 10 a kolem upraveného modelu geometrie v kapitole 11.

- Provést výpočet šíření vzniklého aerodynamického hluku přes boční okno do prostoru kabiny automobilu:

Výpočet šíření vzniklého aerodynamického hluku přes boční okno automobilu do prostoru kabiny je uveden v kapitole 12.

### 3 Přehled současných metod pro výpočtové modelování hluku při obtékání tělesa

Pro získání základní orientace v oblasti řešené problematiky je potřebné nejdříve provést rešeršní studii relevantní literatury. Články, které se zabývají řešením aeroakustiky a jež byly při řešení problému použity, jsou uvedeny v následující podkapitolách.

#### 3.1 Články zabývající se stanovením aerodynamického hluku od bočního zrcátka

V této podkapitole jsou stručně uvedeny články, které se zabývají výpočtovým modelováním aerodynamického hluku způsobeného bočním zrcátkem automobilu.

Článek [1] *Evaluation of Aerodynamic Noise Generation by a Generic Side Mirror*, se zabývá výpočtovým modelováním aerodynamického hluku kolem zjednodušeného modelu zrcátka při vysokých rychlostech proudění. Na základě průměru zrcátka je stanoveno Reynoldsovo číslo, které slouží k určení typu proudění (laminární, turbulentní) a dle rychlosti proudění Machovo číslo. Na základě Reynoldsova a Machova čísla je proudění uvažováno jako turbulentní a nestlačitelné. Výpočet je proveden jako přechodný děj při použití dvou modelů turbulence, kterými jsou Detached Eddy Simulation (DES) a Large Eddy Simulation (LES), pro které je použita stejná síť konečných objemů. Zkoumáno je rozložení tlaků na desce za modelem zrcátka a průběh tlaků v několika bodech za zrcátkem, které jsou porovnány s daty z experimentu. Predikce aeroakustického hluku je provedena pomocí Ffowcs Williams a D. L. Hawkings (FW-H) analogie a pomocí metody hraničních prvků.

Dle výsledků publikovaných v článku je rozložení tlaků na desce při použití obou modelů turbulence do značné míry podobné. Model LES je o něco přesnější než model DES, ale je mnohem náročnější z hlediska výpočetních prostředků. Mechanismus, který má za následek vznik aerodynamického hluku, je dle článku odtrháváním vírů za zpětným zrcátkem. Pro predikci hluku se zdají být použitelné obě metody. Metodu hraničních prvků je možné použít i pro případ, kdy je přijímač umístěn mimo výpočetní oblast.

V článku [2] *Computational Aeroacoustic Analysis of a Generic Side View Mirror*, je provedeno výpočtové modelování proudění kolem jednoduchého modelu zrcátka, který se skládá z poloviny válce zakončeného čtvrtinou koule. Proudění je počítáno jako přechodový děj s využitím modelu turbulence LES. Sledován je průběh tlaků v několika bodech za zrcátkem, které jsou porovnány s experimentálními daty. Dále je provedena predikce hluku pomocí FW-H analogie.

Na základě výpočtu je zjištěno, že hladina akustického tlaku stanovená pomocí FW-H analogie je v dobré shodě s experimentálními daty. Průměrná střední odchylka ve většině měřených bodech je rovna pěti decibelům.

Článek [3] *Transient flow over generic rear view mirror using computational fluid dynamics*, se také zabývá výpočtovým modelováním proudění kolem jednoduchého modelu zrcátka. Výpočty jsou provedeny pro různé hodnoty Reynoldsova čísla, modely turbulence a úhly natočení zrcátka vzhledem ke směru proudění. Proudění je počítáno jako přechodový děj a je uvažováno jako nestlačitelné. Sledováno je zejména rozložení tlaků a rychlostí.

Hodnoty získané z výpočtů proudění jsou v dobré shodě s daty z experimentu pro oba modely turbulence. Model LES je o něco přesnější, ale rozdíl mezi modely LES a DES není výrazný, tudíž je možné pro výpočet použít oba tyto modely.

V článku [4] *Simulation approach for the prediction of the acoustic excitation on a passenger car vehicle*, je řešeno proudění kolem reálného modelu zrcátka automobilu s využitím modelu turbulence DES, který je použit v kombinaci s modelem Spalart Allmaras (S-A), který počítá v blízkosti stěn. Ze simulace proudění, které je uvažováno jako stlačitelné, jsou získány fluktuace tlaků na bočním okně automobilu a taktéž je stanoven průběh hladiny akustického tlaku v závislosti na frekvenci v několika bodech za zrcátkem. Získané hodnoty jsou porovnány s daty naměřenými v aerodynamickém tunelu.

Fluktuace tlaků na bočním okně automobilu získané ze simulace proudění jsou v dobré shodě s daty z aerodynamického tunelu.

### **3.2 Články zabývající se výpočtem hluku uvnitř kabiny automobilu**

V podkapitole je uvedena rešerše článků, jež se zabývají výpočtem hluku uvnitř kabiny automobilu, který je způsoben fluktuacemi tlaků na bočním okně automobilu.

V článku [5] *A case study for predicting wind noise inside a car compartment using a multi-disciplinary CFD and Acoustic approach*, se zabývají výpočtovým modelováním stlačitelného proudění kolem A-sloupku modelu karoserie, za kterým dochází při vyšších rychlostech ke vzniku turbulentních vírů. Výsledky obdržené ze simulace proudění jsou následně použity jako strukturální zatížení na okno automobilu s cílem stanovit průběh hladiny akustického tlaku v závislosti na frekvenci, přičemž výpočet je proveden do frekvence 4 kHz. Model karoserie byl taktéž testován v aerodynamickém tunelu, aby bylo možné verifikovat výsledky získané z výpočtového modelování.

Shoda mezi měřením v aerodynamickém tunelu a výsledky, které jsou získané z výpočtového modelování je velmi dobrá.

V článku [6] *Validation of a wind noise source characterization method for vehicle interior noise prediction*, jsou diskutovány různé přístupy ve výpočtovém modelování hluku uvnitř kabiny automobilu a je zde uveden princip vzniku aerodynamického hluku a jeho zdroje. Porovnává se metoda konečných prvků, metoda hraničních prvků a statická energetická analýza. Obecně tento článek poskytuje užitečné informace o tom, jak přistupovat k výpočtu v různých frekvenčních oblastech.

## 4 Zvuk a hluk

Člověk vnímá zvuk především prostřednictvím sluchového orgánu (ucha), k němuž se šíří především vzduchem [7]. Zvuk způsobuje i chvění kostí lebky, a tím vyvolává sluchový vjem.

Podstatou zvuku je mechanické kmitání pružného prostředí (např. vzduchu), při němž nedochází k přenosu hmoty, ale pouze k přenosu energie. Zdrojem zvuku mohou být kmity povrchů strojů, stěn budov a podobně. Tyto kmity způsobují zhušťování a zředování částic prostředí ve směru šíření vlnění, což se projevuje změnami tlaku. Akustickým tlakem je poté nazývána proměnná složka tlaku, která je superponována na statický tlak prostředí (u vzduchu je to atmosférický tlak). Tyto změny akustického tlaku jsou sluchovým orgánem vnímány jako zvuk a z tohoto důvodu je akustický tlak určující veličinou pro popis zvukového (akustického) signálu. Minimální hodnota akustického tlaku, kterou je možné vnímat, se nazývá práh slyšení a je dána hodnotou  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa (referenční akustický tlak) [7].

Za slyšitelný zvuk považujeme mechanické kmitání ve frekvenčním rozsahu 20 Hz až 20 kHz, přičemž frekvence řeči se pohybuje do 10 kHz. Používaná jednotka Hertz (Hz) představuje počet změn akustického tlaku za sekundu. Frekvence pod spodní hranici slyšitelnosti je označována jako infrazvuk (frekvence menší než 20 Hz), naopak frekvence nad horní hranici jako ultrazvuk (frekvence nad 20 kHz) [7].

Hlukem se rozumí takové zvuky, které jsou pro člověka nežádoucí a působí na něj nepříjemně, rušivě a někdy až škodlivě. Škodlivé účinky někdy mohou vést až ke zdravotním, případně psychickým problémům.

### 4.1 Akustický výkon a intenzita zvuku

Jak bylo zmíněno, tak zvukovým vlněním dochází k přenosu energie. Akustickým výkonem  $W_a$  [W] rozumíme energii, jenž je vyzářena zdrojem a přenesena prostředím za jednotku času. Můžeme ji tedy vyjádřit pomocí rovnice [8]

$$W_a = \frac{dE}{dt} \quad (4.1)$$

která popisuje změnu energie za jednotku času.

Dále platí, že čím větší je přenesená energie, tím větší je intenzita zvuku  $I$  [W/m<sup>2</sup>]. Intenzitu zvuku tedy definujeme jako energii přenesenou za jednotku času, vztaženou na jednotku plochy, jenž je kolmá ke směru šíření zvukových vln. Můžeme ji proto vyjádřit vztahem [8]

$$I = \frac{\frac{dE}{dt}}{S} = \frac{W_a}{S} \quad (4.2)$$

kde  $W_a$  [W] je akustický výkon a  $S$  [m<sup>2</sup>] obsah plochy ve směru kolmém k šíření vlnění.

### 4.2 Hladina akustického tlaku

Hodnoty akustického tlaku se mění v širokém intervalu hodnot, přičemž v běžném prostředí, ve kterém se pohybuje člověk, se tyto hodnoty pohybují v rozmezí  $10^{-5}$  až  $10^8$  Pa. Popis pomocí hodnot akustického tlaku by byl však značně nepraktický a nepřehledný, proto se pro



posuzování vlivu hluku na člověka používá Fechner-Weberův zákon, který říká, že smyslové vnímání člověka je úměrné logaritmu podmětu [7]. To nám umožňuje přejít k praktičtější formě pro vyjadřování hlukové zátěže.

K popisu hlukové zátěže se v praxi nejčastěji používá hladina (úroveň) akustického tlaku, jejíž jednotkou jsou decibely (dB). Můžeme ji vyjádřit vztahem [7]

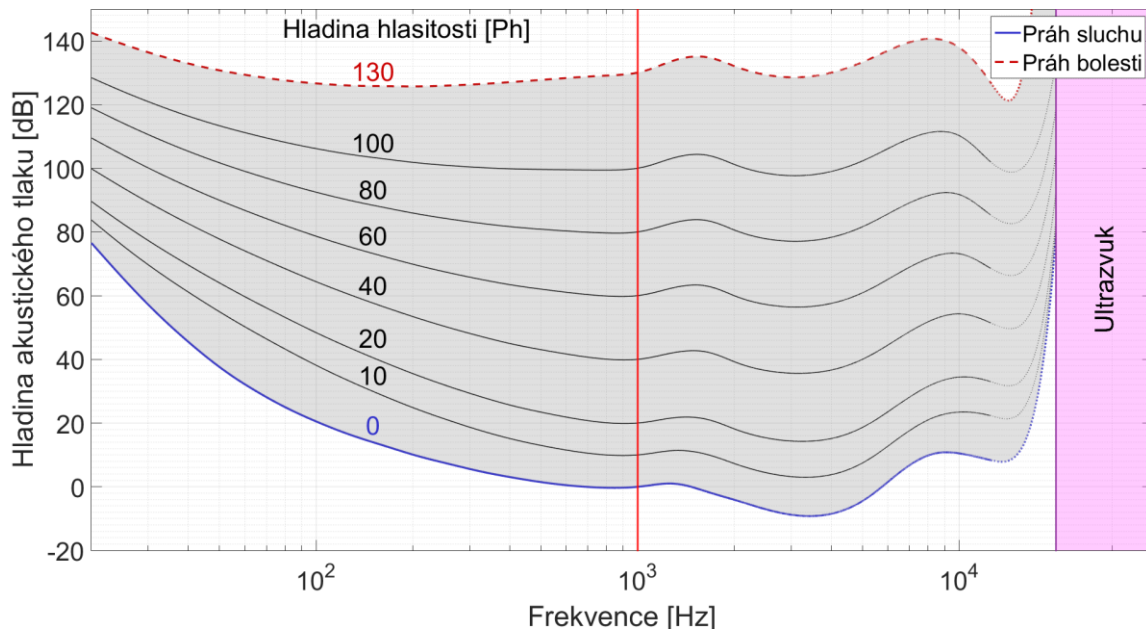
$$L_p = 20 \log \left( \frac{p}{p_0} \right) \quad (4.3)$$

ve kterém  $p$  [Pa] značí sledovaný akustický tlak (efektivní hodnota) a  $p_0$  [Pa] referenční akustický tlak ( $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa).

Jak je z rovnice (4.3) patrné, tak výchozí (prahovou) hodnotou této logaritmické stupnice je hodnota referenčního akustického tlaku, čemuž v decibelové stupnici odpovídá hodnota 0 dB (práh slyšení). Každému zdesetinásobení akustického tlaku odpovídá zvýšení hladiny akustického tlaku o 20 dB a za práh bolesti je považována hodnota okolo 130 dB [7].

### 4.3 Křivky stejné hlasitosti

Hlasitost zvuku udávaná ve fónech [Ph] je subjektivní veličina, která závisí na citlivosti sluchu. Při stejné hodnotě akustického tlaku je hlasitost vnímána rozdílně v závislosti na frekvenci zvuku. Závislost hlasitosti na frekvenci je znázorněna na následujícím obrázku.



Obr. 4.1 – Křivky stejné hlasitosti

Z obr. 4.1 je patrné, že hodnoty hladiny akustického tlaku a hlasitosti si odpovídají pouze pro frekvenci 1 kHz. Pro nízké a vysoké frekvence je při stejné intenzitě zvuku vjem hlasitosti nižší a pro dosažení stejné hlasitosti je potřeba vyšší intenzita zvuku. U frekvence přibližně do 5 kHz je tomu naopak a vjem hlasitosti je vyšší. Prohnutí křivek, které je možné vidět kolem frekvence 3 kHz, je způsobeno deformací zvukového pole hlavou posluchače.

## 5 Aeroakustika a metody pro stanovení hluku

Tato kapitola pojednává o vývoji aeroakustiky z historického hlediska. V kapitole jsou uvedeny jednotlivé zdroje hluku a přehled metod, které se používají pro určování aerodynamického hluku.

### 5.1 Vývoj moderní aeroakustiky

Akustika je vědní obor, který se zabývá studiem vzniku zvukového vlnění, jeho šířením nebo například vnímáním zvuku sluchem. Tento vědní obor má mnoho podoborů, mezi které patří studium fyzikálních základů hudby, eliminace hluku, seismologie, bioakustiky, aeroakustiky a podobně [9].

V polovině 19. století anglický fyzik John William Strutt, 3. baron Rayleigh (1842-1919) v roce 1877 publikoval knihu *The theory of sound*, která je používána inženýry i v dnešní době. Po vydání této knihy dosáhlo studium akustiky svého vrcholu na konci 19. století. Za průkopníka v oblasti moderní aeroakustiky je považován anglický matematik Sir Michael James Lighthill (1924-1998). Tento matematik roku 1952 publikoval svojí první práci *On sound generated aerodynamically I* [10] a následně roku 1954 druhou část své práce. Ve své práci uvedl teorii aeroakustické analogie. Aeroakustická analogie předložená Lighthillem předpokládá, že zvuk vzniká v důsledku turbulentního proudění. Zvuk generovaný vlivem turbulentního proudění nazýváme aerodynamický hluk. Dle jeho práce může být zdroj hluku nahrazen kvadrupóly, které jsou vypočteny z fluktuací tlaků v rychlostním poli proudění.

Následovala práce N. Curle a Ffowcs Williams a D. L. Hawkings (FW-H). Práce N. Curle s názvem *The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound* [11], jenž byla vydána roku 1955, je rozšířením Lighthillovi teorie. Cílem bylo zahrnutí vlivu tuhých povrchů, které se vyskytují v proudu, na zvukové pole. Tyto povrchy mají dvojí vliv. Při nárazu zvukových vln na tuhý povrch dochází k jejich odrazu a rozdělení a na povrchu dochází ke vzniku pole dipólu. Každý dipól reprezentuje sílu, kterou jednotka plochy tuhého povrchu působí na tekutinu.

Nejvíce obecným rozšířením Lighthillovi aeroakustické analogie je dle FW-H. Toto rozšíření bylo publikováno roku 1969 [12] a zahrnuje vliv povrchů, které se libovolně pohybují. Práce vedla k přidání monopólu do aeroakustické analogie.

Praktické využití studií bylo umožněno až v pozdějších letech díky vývoji výkonné počítačové techniky a zavedení výpočtového modelování proudění tekutin (Computational Fluid Dynamics – CFD).

### 5.2 Zdroje hluku

Tato podkapitola čerpá ze zdroje [10] a [7]. Jednou z důležitých rovnic v oblasti proudění je rovnice kontinuity. Tato rovnice je podmínkou spojitosti průtoku tekutiny a vyjadřuje zákon o zachování hmoty, který říká, že množství hmoty zůstává neměnné (konstantní).

V případě neustáleného proudění (veličiny tekutiny jsou v daném místě tekutiny závislé na čase) stlačitelné tekutiny je nutné bilancovat hmotnostními průtoky a počítat s akumulací tekutiny v elementárním objemu. Akumulace je způsobena vlivem změny hustoty tekutiny. Rovnici kontinuity v diferenciálním tvaru je možné vyjádřit následovným způsobem [7]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = M \quad (5.1)$$

kde  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] je hustota tekutiny,  $t$  [s] čas,  $v_i$  [m/s] rychlost proudění ve směru  $x_i$  a  $M$  [kg/m<sup>3</sup>s] výkonnost elementárního zdroje za jednotku času a na jednotce objemu.

Další rovnicí je rovnice, která vyjadřuje změnu hybnosti (pohybová rovnice). Tuto diferenciální rovnici lze vyjádřit ve tvaru [7]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j + p_{ij}) = F_i \quad (5.2)$$

kde  $\rho v_i v_j$  udává tenzor Reynoldsových tečných napětí,  $p_{ij}$  tenzor napětí od tlakových sil a  $F_i$  [N] celkovou setrvačnou sílu působící na jednotku objemu. Tenzor napětí od tlakových sil, který reprezentuje sílu působící ve směru  $x_i$  na jednotku plochy části tekutiny s vnitřní normálou ve směru  $x_j$  [10] je možno vyjádřit takto

$$p_{ij} = p\delta_{ij} + \eta \left[ -\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \left( \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] \quad (5.3)$$

kde  $\eta$  je koeficient viskozity, který je charakteristický pro každou tekutinu při dané teplotě, a  $\delta_{ij}$  Kroneckerovo delta. Kroneckerovo delta je matematická funkce, která je rovna jedné v případech kdy jsou indexy stejné ( $i = j$ ) a nule v ostatních případech.

Parciální derivací rovnice (5.1) podle času  $t$  a vztahu (5.2) podle souřadnice  $x_i$  dostaneme po vzájemném dosazení a přeuspořádání rovnici

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = \frac{\partial M}{\partial t} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial^2}{\partial x_j \partial x_i}(\rho v_i v_j + p_{ij}) \quad (5.4)$$

dále na obou stranách rovnice odečteme člen

$$\frac{\partial^2}{\partial x_j \partial x_i} c^2 \rho \delta_{ij} \quad (5.5)$$

kde  $c$  [m/s] je rychlost zvuku. Dostaneme tak rovnici ve tvaru

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_j \partial x_i} c^2 \rho \delta_{ij} = \frac{\partial M}{\partial t} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial^2}{\partial x_j \partial x_i}(\rho v_i v_j + p_{ij} - c^2 \rho \delta_{ij}) \quad (5.6)$$

ve které druhý člen na levé straně rovnice je nenulový pouze v případě když  $i = j$ . Třetí člen na pravé straně rovnice je tenzor napjatosti (Lighthillův tenzor), který představuje rozdíl mezi efektivními napětími v proudu tekutiny a napětími v homogenním klidném prostředí

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + p_{ij} - c^2 \rho \delta_{ij} \quad (5.7)$$

čímž dostáváme výsledný tvar rovnice [7]

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial M}{\partial t} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_j \partial x_i} \quad (5.8)$$

Výsledná rovnice popisuje pohyb tekutiny bez jakýchkoliv omezení. Členy vystupující na pravé straně rovnice (5.8) ukazují na příčiny vzniku hluku v proudu tekutiny. První člen dokumentuje vznik aerodynamického hluku pro případ, kdy jsou v proudu tekutiny zdroje s vydatností  $M$ , která je časově proměnná. Druhý člen popisuje případ, kdy jsou v tekutině časově proměnné setrvačné síly  $F_i$  a poslední člen rovnice ukazuje vliv tenzoru napjatosti  $T_{ij}$  na vznik aerodynamického hluku.

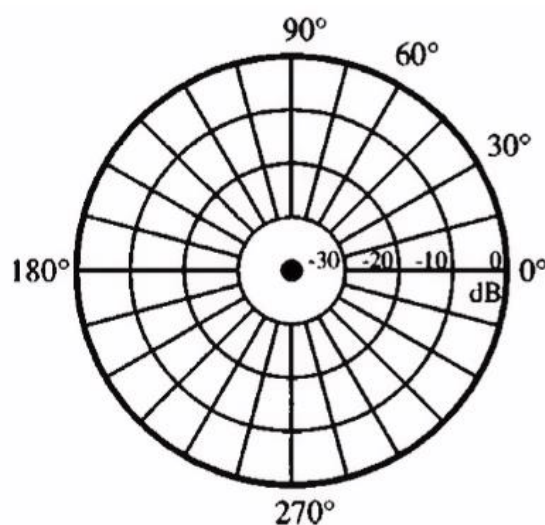
Tato rovnice bude v následujících podkapitolách použita pro popis zdrojů hluku, kterými jsou monopól, dipól a kvadrupól.

### 5.2.1 Monopól

Budeme uvažovat pouze zdroje s vydatností  $M$ , která je časově proměnná. Parciální diferenciální rovnici (5.8) poté můžeme psát ve tvaru

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial M}{\partial t} \quad (5.9)$$

Rovnice (5.9) určuje šíření zvuku od zdroje 0. řádu, kterému se říká monopól. Monopól vyzařuje zvuk rovnoměrně ve všech směrech, což můžeme znázornit pomocí směrové charakteristiky (příklad směrové charakteristiky pro monopól je uveden na obr. 5.1 [13]). Pro lepší představu si můžeme monopól představit jako malou kouli, jejíž poloměr se v jedné polovině periody zvětšuje a v druhé polovině naopak zmenšuje [13]. Tyto pohyby vyvolají u povrchu koule změny hustoty tekutiny, což způsobí rozruch, který se šíří prostředím ve formě zvukových vln. Zvuk tudíž vzniká v důsledku časové změny geometrie tělesa.



Obr. 5.1 - Směrová charakteristika monopólu [13]

Pro případ, kdy je větší vzdálenost  $r$  [m] mezi elementem objemu a pozorovacím místem, dostáváme výsledek parciální diferenciální rovnice (5.9) ve tvaru [7]

$$\rho \approx \frac{1}{4\pi c^2 r} \frac{\partial}{\partial t} \int_V M(\vec{y}, t) dV \quad (5.10)$$

kde  $\vec{y}$  je polohový vektor zkoumaného elementu tekutiny  $dV$ .

Akustický výkon monopólu  $W_m$  [W] můžeme vyjádřit pomocí vztahu [7]

$$W_m \approx \frac{\rho v^4 L^2}{c} = \rho v^3 L^2 \frac{v}{c} = \rho v^3 L^2 Ma \quad (5.11)$$

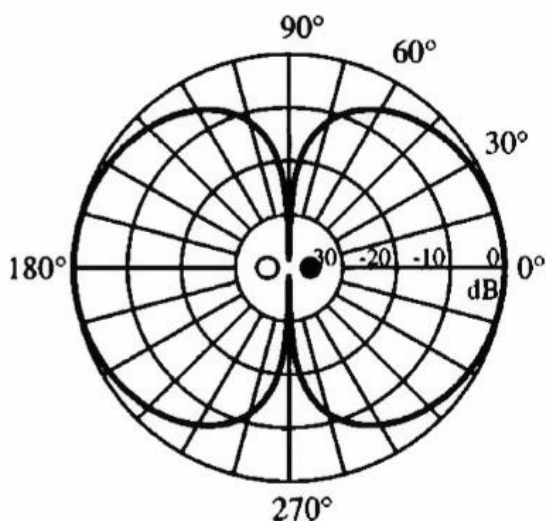
ve kterém  $L$  [m] značí charakteristický rozměr a  $Ma$  [-] Machovo číslo. Jak je z rovnice (5.11) patrné, tak akustický výkon monopólu roste se čtvrtou mocninou rychlosti proudění.

### 5.2.2 Dipól

Uvažujme pouze časově proměnné setrvačné síly  $F_i$ , tvar rovnice (5.8) poté vypadá následovně

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = -\frac{\partial F_i}{\partial x_i} \quad (5.12)$$

Na základě rovnice (5.12) je možné určit šíření zvuku od zdroje 1. řádu, kterým je dipól. Dipól si můžeme přestavit jako dva monopóly, které mají stejnou sílu zdroje, ale opačnou fázi a jsou od sebe vzdáleny o malou vzdálenost. Opačná fáze znamená, že pokud se poloměr jednoho monopólu zvětšuje, tak u druhého se zmenšuje a naopak. Z obr. 5.2, který znázorňuje příklad směrové charakteristiky dipólu [13], je patrné, že dipól nevyzařuje zvuk ve všech směrech stejně, jako tomu je u monopólu. Maxima nabývá kolem  $0^\circ$  a  $180^\circ$ . Naopak žádný zvuk není vyzařován podél  $90^\circ$  a  $270^\circ$  [13].



Obr. 5.2 - Směrová charakteristika dipólu [13]

Řešení rovnice (5.12) po zavedení jistých zjednodušení se získá ve tvaru [7]

$$\rho \approx \frac{1}{4\pi c^3} \frac{x_i}{r^2} \int_V \frac{\partial F_i}{\partial t} dV \quad (5.13)$$

Dipól je popsán jako změna hybnosti určitého elementárního objemu tekutiny. Ke změně hybnosti dochází u povrchů těles, které silově působí na tento elementární objem, což má za následek změnu jeho hybnosti.

Akustický výkon dipólu  $W_d$  [W] můžeme vyjádřit pomocí vztahu [7]

$$W_d \approx \frac{\rho v^6 L^2}{c^3} = \rho v^3 L^2 \frac{v^3}{c^3} = \rho v^3 L^2 Ma^3 \quad (5.14)$$

Porovnáme-li tento výraz se vztahem (5.11), který popisuje akustický výkon monopólu, tak zjistíme, že se liší pouze třetí mocninou u Machova čísla. Na základě toho lze konstatovat, že při podzvukových hodnotách Machova čísla ( $Ma < 1$ ), je vyzařování dipólu v porovnání s vyzařováním monopólu méně účinné.

### 5.2.3 Kvadrupól

Kvadrupól je zdroj 2. řádu. Pro vyjádření šíření zvuku od kvadrupólu uvažujeme, že pouze poslední člen v rovnici (5.8) je nenulový. Tento člen představuje zdrojovou funkci, která je určena druhou parciální derivací tenzoru napjatosti  $T_{ij}$  podle souřadnic elementu tenzoru silových napětí v tekutině. Šíření zvuku od zdroje 2. řádu vyjádříme ve tvaru

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_j \partial x_i} \quad (5.15)$$

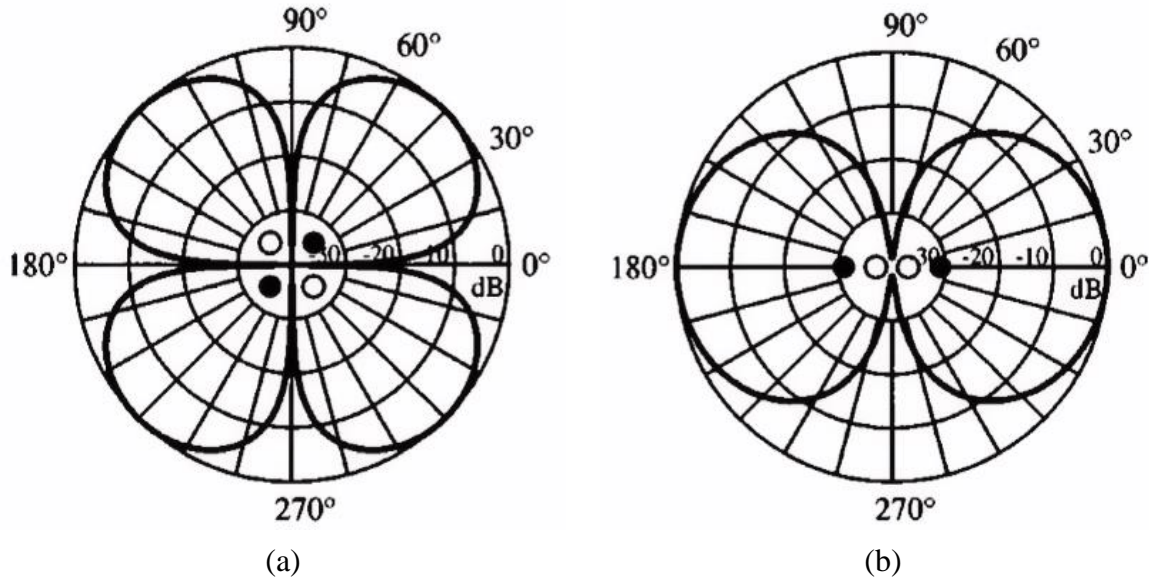
Jak již bylo zmíněno na začátku této kapitoly, tenzor napjatosti  $T_{ij}$  představuje rozdíl mezi efektivními napětími v proudu tekutiny a napětími v homogenním klidném prostředí. V reálném proudu tekutiny, např. turbulentním, dochází k fluktuacím hustoty. Tyto fluktuace hustoty budou souhlasit s fluktuacemi v nevybuzeném akustickém prostředí, které je zatíženo vnějšími silami  $T_{ij}$ . Díky tomu je možné psát rovnice pohybu tekutiny jako rovnice šíření zvuku v klidném prostředí a vliv proudění, které způsobuje fluktuace hustoty, nahradit polem vnějších sil působícím na klidné prostředí.

Kvadrupól můžeme modelovat pomocí dvou identických dipólů, které mají opačnou fázi a jsou vzdáleny o malou vzdálenost  $D$ . U příčného kvadrupólu neleží osa dipólů na jedné čáře, zatímco u podélného kvadrupólu tomu tak je, viz obr. 5.3 [13].



Obr. 5.3 – (a) příčný kvadrupól a (b) podélný kvadrupól [13]

Příklad směrové charakteristiky, která znázorňuje šíření zvukových vln od kvadrupól, je uveden na následujícím obr. 5.4 [13].



Obr. 5.4 - Směrová charakteristika (a) příčného a (b) podélného kvadrupólu [13]

Tenzor napjatosti  $T_{ij}$  má celkem devět složek, které tvoří matici. Členy tenzoru, které mají stejné indexy ( $i = j$ ) odpovídají podélným kvadrupólům a členy s různými indexy ( $i \neq j$ ) jsou ekvivalentní kvadrupólům příčným.

Po úpravách parciální diferenciální rovnice (5.15) se získá řešení pro vzdálené akustické pole ve tvaru [7]

$$\rho = \frac{1}{4\pi c^4} \frac{x_i x_j}{r^3} \int_V \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial t^2} dV \quad (5.16)$$

Akustický výkon vyzařovaný z proudu je možné vyjádřit pomocí vztahu, [7]

$$W_d = K \rho_0 v^3 l^2 Ma^5 \quad (5.17)$$

kde  $K [-]$  je konstanta úměrnosti, která za závislá například na teplotě [10],  $\rho_0 [\text{kg/m}^3]$  střední hustota kapaliny a  $l [\text{m}]$  představuje rozměr víru, který vyzařuje zvukovou energii.

### 5.3 Metody stanovení aerodynamického hluku

V současné době jsou metody pro studium aerodynamického hluku rozděleny do čtyř metodologií podle Farassata [14], známého vědce v oblasti aeroakustiky. Jednotlivé metodologie budou podrobněji popsány v následujících podkapitolách.

#### 5.3.1 Plně analytické metody

V těchto metodách je výpočet proveden na základě analytických vztahů z oblasti mechaniky tekutin a akustiky. Jsou vhodné pro studium relativně jednoduchých modelů na úrovni

základního výzkumu, přičemž je nutné dobře rozumět fyzikální podstatě řešeného problému [14].

Do této kategorie spadají práce dle Ffowcs Williams a Hall, Crighton, Amiet a Howe, které se staly užitečnými pro inženýry a designéry, protože na jejich základě je možné stanovit závislost intenzity hluku na určitém parametru řešeného problému (například v podobě mocninné funkce), pravidla pro snížení hluku a podobně. Analytické metody jsou taktéž základem pro semi-empirické metody o kterých je pojednáno níže.

Na druhou stranu mají i jisté nedostatky. Model může být natolik jednoduchý, že není schopen reprezentovat reálnou situaci.

V případě využití počítačové techniky jsou velmi účinné. Dalo by se tudíž očekávat, že budou velmi oblíbené. Bohužel nehledě na to, jak jsou důležité, přestávají být v oblibě, neboť je velmi obtížné řešit složitější problémy analyticky. Je to z toho důvodu, že se jedná o multidisciplinární záležitost, která vyžaduje velmi dobrou znalost mechaniky tekutin, akustiky a pokročilé matematiky.

V současné době mají plně analytické metody svá jistá omezení a pro zatím nemohou konkurovat metodám numerickým [14].

### **5.3.2 Semi-empirická metoda**

Semi-empirické metody se rozvíjely dlouhou dobu a vytváří určitý kompromis mezi metodami numerickými a analytickými. Jsou založeny na velkém počtu experimentů v oblasti měření hluku, které byly shromážděny do databází a teoretických analýz [14]. Výhoda semi-empirických metod obecně spočívá v tom, že jsou spolehlivé, intuitivní a efektivní. Nevýhodou je, že nejsou zcela uspokojivé, protože databáze nejsou natolik kompletní, aby byly schopny postihnout všechny vlivy geometrie a různých okrajových podmínek.

Na základě těchto nedostatků není možné použít metody k vysvětlení fyzikální podstaty vzniku a šíření zvuku od libovolného zdroje při různých okrajových podmínkách. Tato skutečnost platí zejména pro nové geometrie, a proto jsou tyto metody postupně nahrazovány metodami numerickými [15].

### **5.3.3 Plně numerická metoda**

Uživatelé této metody doporučují, aby plně numerická metoda byla použita jak pro simulaci turbulence, tak i pro výpočet šíření zvuku. Pro simulaci proudění je možné použít Navier-Stokesovu rovnici pro stlačitelné proudění, zatímco pro šíření zvuku se často používá linearizovaná Eulerova rovnice (vlnová rovnice) [14]. K tomu, aby byly postiženy všechny zdroje hluku a část blízkého akustického pole, musí být výpočtová oblast dostatečně velká. Aktivní oblastí výzkumu je výpočet správného přenosu zdrojové informace z blízkého do vzdáleného akustického pole.

V aeroakustice se řeší úlohy šíření vln, které se šíří na velké vzdálenosti a mají obvykle malou amplitudu. K dosažení smysluplných výsledků, je nutné snížit numerickou disipaci a disperzi i za cenu snížení formálního řádu přesnosti. Za tímto účelem je možné například použít metodu konečných diferencí nebo Runge-Kuttovu metodu.

Na vnější hranici výpočetní oblasti (ve vzdáleném akustickém poli), je nutné definovat absorpční okrajové podmínky, aby nedocházelo ani k částečnému odrazu akustických vln.



V případě, že by nebyla tato okrajová podmínka definována, došlo by k znehodnocení výsledků.

V současné době představuje pro použití této metody problém zejména výpočetní kapacita současných počítačů, neboť je nutné použít dostatečně jemnou diskretizační síť a velkou výpočetní oblast. Využití je tudíž omezeno na jednoduché proudění při nízkých až středních Reynoldsových číslech.

#### **5.3.4 CFD kombinované s akustickou analogií**

Jedná se o hybridní metodu, která je v současné době nejvíce využívána pro predikci aeroakustického hluku. Princip metody spočívá v tom, že se nejprve provede výpočet proudění, přičemž oblastí zájmu je nejčastěji proudění turbulentní, které je nestabilní. Z CFD se na základě simulace určí zdroje hluku v blízkém poli a šíření hluku do vzdáleného pole se vypočte na základě akustické analogie. Za tímto účelem se používá linearizovaná Eulerova rovnice, vztah dle FW-H a podobně [14].

Tato hybridní metoda nejen že eliminuje nedostatky analytické a semi-empirické metody, které nejsou schopny zcela postihnout reálnou geometrii a všechny typy okrajových podmínek, ale taktéž překonává nevýhody plně numerické metody, co se týče její efektivnosti a výpočetní náročnosti. Na základě těchto důvodů je hybridní metoda nejvíce používanou metodologií pro predikci aeroakustického hluku v současnosti.

Pro stanovení aeroakustického hluku je možné použít různé programy. Například program Actran používá pro výpočet aeroakustického pole Lighthillovu analogii a výpočet je založen na metodě konečných prvků (Finite Element Method – FEM).

LMS Virtual.Lab Aero-Acoustics Modeling využívá Lighthillovu analogii pro výpočet aeroakustického pole od kvadrupólů, které jsou rozloženy v objemu. Teorii dle Curle pro výpočet pole od plošně rozložených dipólů a analogii dle FW-H pro výpočet pole od rotujících částí (lopatek apod.). Vyzařované pole je vypočteno pomocí metody hraničních prvků (Boundary Element Method – BEM) nebo FEM.

Program Ansys Fluent, který je primárně určen na výpočty proudění, nabízí celkem tři přístupy pro výpočet aeroakustického hluku [16]. Mezi tyto metody patří přímá metoda, integrální metoda založená na akustické analogii (konkrétně FW-H) a broadband metoda. Výpočty akustického pole jsou prováděny v časové oblasti, přičemž všechny potřebné veličiny si program ukládá automaticky. Výsledky mohou být následně převedeny z časové do frekvenční oblasti pomocí rychlé Fourierovy transformace (Fast Fourier Transform – FFT). Výpočetní metoda implementovaná v tomto programu je v podstatě BEM.

STAR-CCM+ nabízí metodu založenou na FW-H analogii, která funguje na stejném principu jako v programu Ansys Fluent [17].

#### **5.4 CFD kombinované s vibroakustikou**

Jednou z možností, při řešení problémů aeroakustiky, je taktéž metodologie, která je založena na kombinaci CFD a vibroakustiky. Prvně je provedeno výpočtové modelování proudění, při kterém jsou zachyceny zdroje hluku, a následně je řešena propagace těchto zdrojů do vibroakustického modelu. Příkladem je provedení CFD výpočtu kolem karoserie automobilu a následné zkoumání propagace aerodynamického hluku do vibroakustického modelu interiéru (kabiny) automobilu [5], [6].

## 6 Teorie proudění

V této kapitole jsou uvedeny základní pojmy z teorie proudění, přičemž důraz je kladen zejména na proudění turbulentní, které je oblastí zájmu v této práci.

### 6.1 Klasifikace proudění

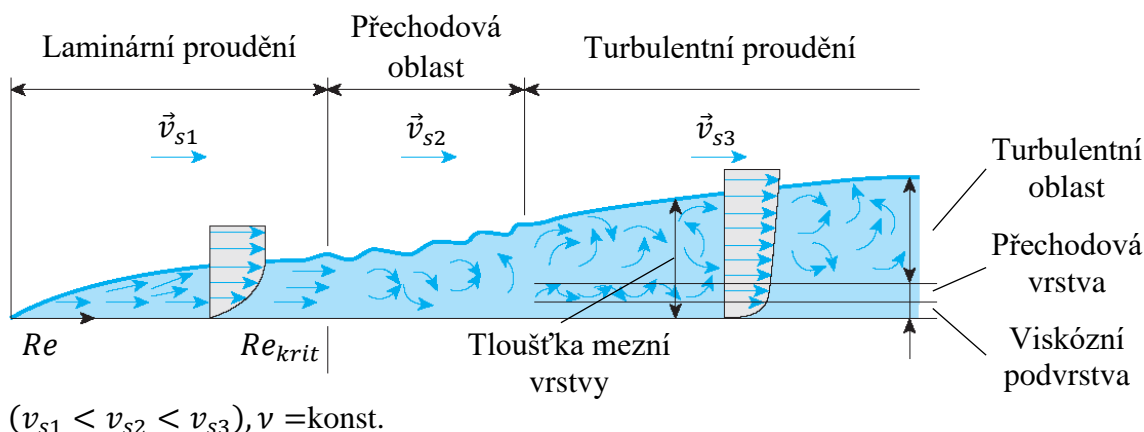
Proudění je možno rozdělit na laminární a turbulentní. K posouzení, o jaký typ proudění se při řešení problému jedná, lze použít bezrozměrné Reynoldsovo číslo, které dává do souvislosti setrvačné síly a odpor prostředí v důsledku vnitřního tření (viskozita). Reynoldsovo číslo je definováno vztahem [18]

$$Re = \frac{v_s d}{\nu} = \frac{\rho v_s d}{\mu} \quad (6.1)$$

v němž  $v_s$  [m/s] značí střední rychlost tekutiny,  $d$  [m] charakteristický rozměr,  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] kinematickou viskozitu,  $\mu$  [Ns/m<sup>2</sup>] dynamickou viskozitu a  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] hustotu tekutiny.

Při nízkých hodnotách Reynoldsova čísla se jedná o proudění laminární, zatímco při vysokých hodnotách o proudění turbulentní, oblast mezi těmito dvěma typy proudění se označuje jako přechodová. Hodnota, při které dochází k přechodu z laminárního proudění na turbulentní, se označuje jako kritická hodnota Reynoldsova čísla, jenž je různá pro každou tekutinu a určuje se experimentálně. Příkladem může být proudění vody v uzavřeném potrubí, pro které je kritická hodnota Reynoldsova čísla rovna  $Re_{krit} = 2320$ , v případě obtékání desky se udává hodnota přibližně  $Re_{krit} \approx 500\,000$  a v případě obtékání nějaké překážky hodnota  $Re_{krit} \approx 20\,000$  [19].

Při obtékání tělesa tekutinou dochází u jeho povrchu ke vzniku mezní vrstvy, která může být laminární nebo turbulentní, což závisí na hodnotě Reynoldsova čísla. U turbulentního proudění můžeme mezní vrstvu rozdělit na tři podoblasti (viz. obr. 6.1 [20]). V kontaktu s povrchem je viskózní podvrstva, která je téměř laminární. Dále od povrchu je přechodová vrstva, která odděluje viskózní podvrstvu od plně turbulentní oblasti.



Obr. 6.1 – Klasifikace proudění [20]

Vlivem nepříznivého tlakového gradientu a viskozity tekutiny dochází směrem k vzdálenějšímu konci tělesa ke snižování rychlosti proudění a v okamžiku, kdy vnitřní síly

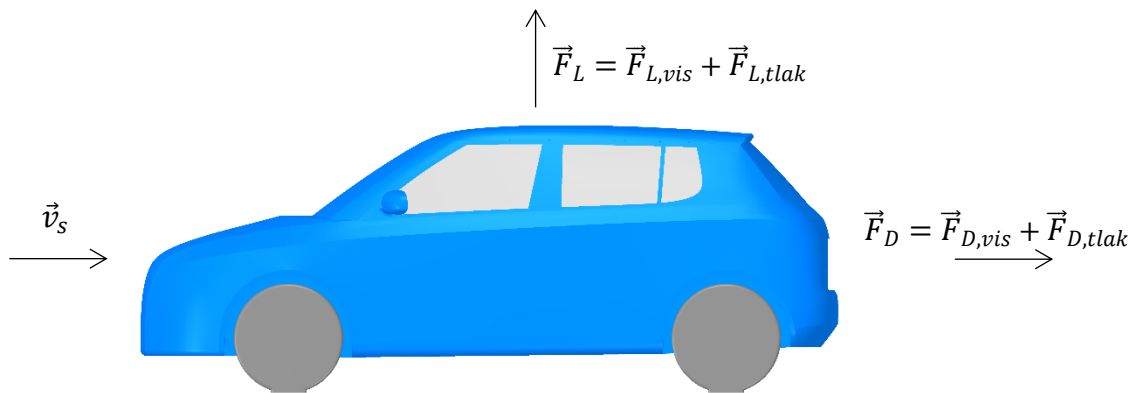
nejdou schopny překonat odpor dojde k odtržení mezní vrstvy. Odtržená mezní vrstva je nadále unášena proudem a vytváří turbulentní víry, které mají mimo jiné za následek vznik aerodynamického hluku [21].

Budeme-li sledovat bod v prostoru za obtékaným tělesem, tak v případě turbulentního proudění dochází v daném bodě k nepravidelným změnám (fluktuacím) rychlosti a tlaku v čase. Pohyb částic tekutiny má nahodilý charakter.

## 6.2 Síly působící na obtékané těleso

Na těleso obtékané viskózní tekutinou působí dvě základní síly, kterými jsou síla viskózní a tlaková. Viskózní síla, jak již název napovídá, je způsobena viskozitou tekutiny a projevuje se na povrchu obtékaného tělesa v důsledku vnitřního tření. Tlaková síla vzniká v důsledku tlakové difference obtékaného tělesa.

Tyto dvě síly je možné rozepsat do dvou vzájemně kolmých složek směřujících ve směru os kartézského souřadnicového systému. Síla působící ve směru proudění se označuje jako odporová a síla působící ve směru kolmém na směr proudění se označuje jako vztlaková. Obě tyto síly se skládají z příspěvku od síly viskózní a tlakové. Na základě sil se určují parametry obtékaného tělesa jako je odporový a vztlakový koeficient.



Obr. 6.2 – Síly působící na obtékané těleso

Odporový koeficient můžeme vyjádřit vztahem [22]

$$C_D = \frac{2F_D}{\rho v_s^2 d} \quad (6.2)$$

ve kterém  $F_D$  [N] vyjadřuje odporovou sílu,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] hustotu tekutiny,  $v_s$  [m/s] střední rychlost tekutiny a  $d$  [m] charakteristický rozměr.

Koeficient vztlaku se vyjádří analogicky, jen s tím rozdílem, že nyní ve vztahu vystupuje vztlaková síla. Můžeme ho tedy vyjádřit pomocí vztahu [22]

$$C_L = \frac{2F_L}{\rho v_s^2 d} \quad (6.3)$$

kde  $F_L$  [N] je vztlaková síla a ostatní členy jsou stejné jako v rovnici (6.2).

Odporový koeficient má například vliv na spotřebu paliva u automobilu. Při zkoumání koeficientu vztlaku a odporu automobilu se za charakteristický rozměr dosazuje velikost plochy, kterou tvoří průmět automobilu do roviny kolmé na směr proudění [23].

### 6.3 Rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice

Jak již bylo uvedeno, tak proudění můžeme rozdělit na laminární a turbulentní, přičemž rovnice kontinuity společně s Navier-Stokesovými rovnicemi popisuje oba režimy proudění [18], [24].

#### 6.3.1 Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity představuje v mechanice tekutin zákon zachování hmotnosti. Pro elementární objem, kterým proudí tekutina, musí platit, že hmotnost tekutiny v tomto elementárním objemu zůstává neměnná ( $m=\text{konst.}$ ), tudíž celková změna hmotnosti zůstává nulová ( $dm=0$ ) [25].

Obecnou rovnici kontinuity pro neustálené prostorové (nestacionární trojrozměrné) proudění stlačitelné tekutiny můžeme v kartézském souřadnicovém systému s osami  $x_1$ ,  $x_2$  a  $x_3$  vyjádřit vztahem [25]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (6.4)$$

ve kterém první člen popisuje časovou změnu hustoty a  $\vec{v}$  je vektor rychlostí, který se skládá ze složek  $v_1$ ,  $v_2$  a  $v_3$ , které směřují ve směru jednotlivých os. Druhý tvar představuje zápis s využitím Einsteinovy sumační symboliky.

V případě ustáleného proudění nedochází ke změnám veličin v čase a rovnici (6.4), poté zapíšeme ve tvaru

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (6.5)$$

Budeme-li dále uvažovat neměnnou hustotu tekutiny ( $\rho=\text{konst.}$ ), dostaneme vztah pro nestlačitelné proudění [18]

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (6.6)$$

#### 6.3.2 Navier-Stokesovy rovnice

Navier-Stokesovy (N-S) rovnice představují základní rovnice, které jsou používány v dynamice tekutin. Doposud experimentálně ověřené případy nasvědčují tomu, že N-S rovnice v sobě pravděpodobně obsahují všechny aspekty skutečného chování tekutin včetně turbulence [24].

N-S rovnice jsou vyjádřením druhého Newtonova pohybového zákona (zákon síly) a u tekutin vyjadřují zákon zachování hybnosti. Pro jednoduchost jsou uvedeny N-S rovnice ve složkovém tvaru pro nestlačitelnou viskózní tekutinu se zanedbáním působení objemových sil. Tyto rovnice vyjádříme vztahem [24]

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_k^2} \quad (6.7)$$

v němž první člen na levé straně rovnice vyjadřuje proměnnost proudového pole v čase a druhý člen charakterizuje konvekci. Na pravé straně rovnice, první člen vyjadřuje gradient tlaku, zatím co druhý vliv viskozity. Jedná se o parciální nelineární diferenciální rovnice druhého řádu, pro které doposud neexistuje analytické řešení v uzavřené formě a řeší se numericky.

#### 6.4 Výpočtové modelování proudění

K řešení problémů spojených s prouděním se používají diskretizační metody. Zřejmě nejstarší diskretizační metodou je metoda konečných diferencí, která využívá diferenciální tvar rovnic a je považována za první výpočetní metodu CFD. Princip metody spočívá v rozdělení (diskretizaci) prostoru na mřížky s kontrolními body. Tato metoda je vhodná zejména pro řešení úloh přenosu tepla.

Metodu, kterou využívá přibližně 80 % řešičů a jenž je vhodná pro řešení turbulentního proudění, je metoda konečných objemů (Finite Volume Method – FVM). Diskretizace spočívá v rozdělení spojitého prostředí (kontinua) na konečný počet malých kontrolních objemů (tyto kontrolní objemy můžeme nazývat elementy sítě konečných objemů) pomocí výpočetní sítě [26]. Jednotlivé kontrolní objemy se vzájemně nepřekrývají a výpočetní uzly leží v jejich geometrických středech, ve kterých jsou uloženy všechny proměnné.

Základní rovnice (kontinuity, pohybové, energie apod.), které popisují spojitě prostředí, jsou diskretizovány na soustavu algebraických rovnic pro konečný počet neznámých. Pro jednotlivé kontrolní objemy je použit integrální tvar rovnic (tok přes hranice kontrolního objemu je integrálním součtem přes plochy tvořící kontrolní objem), ve kterých jsou vhodným způsobem aproximovány jednotlivé členy. Pole proměnných je nahrazováno průměrnými hodnotami pro dané kontrolní objemy, což se liší od metody konečných diferencí, ve které jsou používány hodnoty proměnných v bodech sítě [18].

#### 6.5 Matematické modely turbulence

Jak bylo uvedeno na začátku této kapitoly, tak k turbulentnímu proudění dochází při vysokých hodnotách Reynoldsova čísla. Turbulentní proudění se skládá z různě velkých turbulentních vírů, přičemž velké víry obsahují většinu energie, ty se postupně rozpadají na stále menší víry a kaskáda rozpadu je ukončena disipací energie nejmenších vírů v teplo [27].

Pro popis turbulentního proudění, které je klíčovým problémem ve většině CFD simulací, byly odvozeny a úspěšně implementovány do výpočtových programů modely turbulence. Neexistuje však žádný univerzální model turbulence, který by byl použitelný na jakýkoliv případ. K výběru správného modelu turbulence je nutné pochopit možnosti a omezení jednotlivých modelů. Taktéž je nutné brát do úvahy jejich výpočetní náročnost.

Mezi přístupy pro řešení turbulentního proudění, které jsou dostupné v programu Ansys Fluent, patří metoda přímé numerické simulace (Direct Numerical Simulation – DNS), která má velké výpočetní nároky, zejména pro složitější úlohy. Dalším přístupem jsou metody časového středování Navier-Stokesových rovnic a jejich veličin v turbulentním proudění na základě Reynoldsovy rovnice (Reynolds Averaged Navier-Stokes – RANS). Posledním

přístupem jsou modely turbulence, které patří do skupiny Scale Resolving Simulation (SRS) [27].

### **6.5.1 Metoda přímé numerické simulace (DNS)**

Při využití této metody je teoreticky možné řešit všechny velikosti turbulentních vírů. Je zde ale požadavek na velmi jemnou síť, neboť platí podmínka, že velikost nejmenšího elementu sítě musí odpovídat nejmenšímu turbulentnímu víru. Počet elementů sítě výrazně roste se zvyšujícím se Reynoldsovým číslem, kde přibližně platí  $N_{DNS} \approx Re^{9/4}$ . Tato metoda vyžaduje taktéž velmi malý časový krok, což ve spojení s velkým počtem elementů vede k technické nereálnosti inženýrských výpočtů. V důsledku toho se tato metoda používá pouze ve speciálních případech pro výzkumné účely na jednoduchých geometriích a při velmi nízkých Reynoldsových číslech. Výsledky ze správně provedené DNS jsou považovány za ekvivalentní výsledkům z experimentů [27].

### **6.5.2 Metody časového (Reynoldsova) středování (RANS)**

Tyto metody jsou nejpoužívanějšími v inženýrské praxi, neboť nabízejí nejekonomičtější přístup pro výpočet složitého turbulentního proudění i při vysokých Reynoldsových číslech, kde z důvodu výpočetní náročnosti není možné použít ostatní metody.

Metody RANS modelují všechny velikosti turbulentních vírů a přesto, že tyto metody hodnoty turbulentních vírů časově zprůměrují, což vede k výraznému snížení výpočetních nároků, dosahují obvykle požadované úrovně přesnosti. Existují rozdílné modely RANS, které zjednodušují problém přidáním různých transportních rovnic. Příkladem jsou model  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$  a další, které navíc zavádí turbulentní viskozitu, opakem je model RSM, který turbulentní viskozitu nepoužívá. Jako konstitutivní rovnice jsou použity přímo transportní rovnice pro šest složek Reynoldsových napětí. Přesné formulace transportních rovnic je možné nalézt v manuálu Ansys Fluent [16].

V případě řešení časově závislého proudění se využívají metody Unsteady RANS (U-RANS), které předpokládají, že časové měřítko turbulence je mnohonásobně menší než časové měřítko středního proudu. Průměrovaný časový krok je tedy větší než časové měřítko turbulence, ale naopak mnohonásobně menší než časové měřítko středního proudu a v důsledku toho jsou tyto metody schopné zachytit nestabilitu, jako je uvolňování vírů, ale nejsou schopny zachytit turbulentní nestabilitu. Výpočet je tudíž založen na tom, že řeší sekvenci stacionárních stavů.

Nevýhoda těchto metod spočívá v tom, že není možné použít pro modelování nestabilit jakéhokoli druhu. Důvodem je neschopnost modelovat vývoj malých poruch v čase a prostoru, z toho důvodu jimi nelze spolehlivě modelovat přechod do turbulence ani odtržení mezní vrstvy [27].

V této podkapitole budou uvedeny pouze modely U-RANS, které je možné použít i v kombinaci s modelem turbulence DES, který bude uveden níže.

#### **a) Spalart-Allmaras (S-A)**

Jedná se o jednoduchý jednorovnicový model turbulence, který řeší transportní rovnici pro turbulentní viskozitu. Tento model byl vyvinut pro řešení aerodynamického proudění zejména pro letecké aplikace, ve kterých se řeší obtékání stěn tělesa. Model dává dobré výsledky pro

mezní vrstvy, ale vykazuje však relativně velké chyby při modelování volného proudění a z toho důvodu není příliš vhodný pro průmyslové aplikace [27].

#### b) **Realizable k- $\epsilon$**

Model Realizable k- $\epsilon$  je nejnovějším dvourovnicovým modelem ze skupiny modelů k- $\epsilon$ . Dvourovnicové modely řeší dodatečné diferenciální rovnice pro turbulentní kinetickou energii (k) a disipaci energie ( $\epsilon$ ) a jsou velmi přesné při modelování volného proudu, v blízkosti stěn však jejich přesnost klesá [27].

Oproti starším modelům (Standart k- $\epsilon$ , RNG k- $\epsilon$ ) přináší tento model značná vylepšení. Je to z toho důvodu, že obsahuje modifikovanou transportní rovnici pro  $\epsilon$ , která je odvozena z exaktní rovnice pro transport střední kvadratické fluktuace vířivosti. Další vylepšení spočívá v odlišné formulaci pro turbulentní viskozitu, která zahrnuje konstantu  $C_\mu$ , navrženou Reynoldsem. Díky tomu model řeší určité matematické překážky při výpočtech Reynoldsových napětí v souladu s fyzikou turbulentního proudění.

Na základě provedených studií je dokázáno, že tento model poskytuje nejlepší výkon a přesnost v porovnání s ostatními modely k- $\epsilon$ , a proto je tento model nejvíce doporučován v případě použití modelu ze skupiny k- $\epsilon$  [27].

#### c) **Shear-Stress Transport (SST) k- $\omega$**

Modely k- $\omega$  jsou taktéž dvourovnicovými modely turbulence a obdobně jako k- $\epsilon$  řeší dvě dodatečné diferenciální rovnice. Rovnice pro specifickou disipaci energie ( $\omega$ ) má oproti rovnici pro  $\epsilon$  výhody, přičemž nejvýznamnější z nich je, že rovnici pro  $\omega$  lze bez dalších podmínek integrovat přes viskózní podvrstvu [27]. Tyto modely obvykle lépe predikují záporný tlakový spád, odtržení proudění a mezní vrstvy. Základním modelem je Standart k- $\omega$ , u něhož je hlavní nevýhodou značná citlivost hodnot k a  $\omega$  ve volném proudu. Je tedy možné říci, že přesnost modelu je opačná než v případě k- $\epsilon$ .

Model SST k- $\omega$  byl vytvořen za účelem, aby efektivně spojil přesnost modelu Standart k- $\omega$  při modelování proudění v blízkosti stěn s modelem k- $\epsilon$ , který lépe funguje ve volném proudu. Toho bylo docíleno konvertováním modelu k- $\epsilon$  do formulace modelu k- $\omega$ . V modelu jsou tudíž použity oba modely zároveň, které jsou násobeny funkcí, která aktivuje model k- $\omega$  v blízkosti stěn a daleko od stěn, ve volném proudu, aktivuje model k- $\epsilon$ . Toto a další vylepšení dělají model SST k- $\omega$  přesnější při modelování různých typů proudění a lze od něho očekávat nejlepší výsledky ze skupiny modelů RANS [27].

### **6.5.3 Modely Scale Resolving Simulation (SRS)**

Modely turbulence ze skupiny SRS, jsou schopné řešit nestacionární pohyb v různém rozsahu turbulentních měřítek a jsou tedy časově závislé.

#### a) **Large Eddy Simulation (LES)**

Metoda LES je nejznámější ze skupiny modelů SRS. Tento model je založen na odlišném principu a jiném řešení Navier-Stokesových rovnic než modely RANS. Na pohybové rovnice je aplikován filtr, díky němuž jsou z proudového pole odstraněny malé víry, které je možné odfiltrovat, protože hmota, energie, hybnost a další veličiny jsou přenášeny zejména víry velkými. Metoda tedy řeší pouze velké víry, které lze zachytit sítí jako prostorově a časově závislé [27].

Díky tomu, že metoda LES řeší pouze velké víry, je možné použít hrubší síť a větší časový krok, než je tomu u metody DNS, ale v porovnání s metodami RANS musí být síť jemnější a výpočty jsou mnohem více výpočetně náročné. Při využití této metody je požadována velmi jemná síť (v porovnání s metodami RANS) na povrchu obtékaného tělesa. Z toho vyplývá, že je výpočetně velmi náročná a její použitelnost je omezena na řešení malých oblastí a proudění s nízkými Reynoldsovými čísly. Tyto nedostatky se snaží odstranit různé hybridní modely RANS/LES [27].

#### b) Detached Eddy Simulation (DES)

Jedná se o hybridní přístup modelování turbulence, který kombinuje výhody metod RANS (U-RANS) a LES a současně minimalizuje nedostatky jednotlivých metod. Při využití metod RANS lze dosáhnout dobrých predikcí pro mezní vrstvy, ale nejsou schopny zachytit nestabilní pohyb vírů. Modely LES dosahují velkých přesností, ale s rostoucím Reynoldsovým číslem se stávají velmi nákladné pro výpočty v mezních vrstvách [27].

V oblastech, kde nestacionární turbulentní víry mají dominantní vliv je použit model LES, zatímco v blízkosti stěn je použit model RANS (S-A, k- $\epsilon$  Realizable, k- $\omega$  SST). I přes to je využití tohoto modelu turbulence stále velmi výpočetně náročné a pro většinu praktických výpočtů není doporučován. Model je vhodné použít při simulaci obtékání překážek, kde dochází k odtrhávání vírů [27].

### 6.6 Modelování proudění v blízkosti stěn

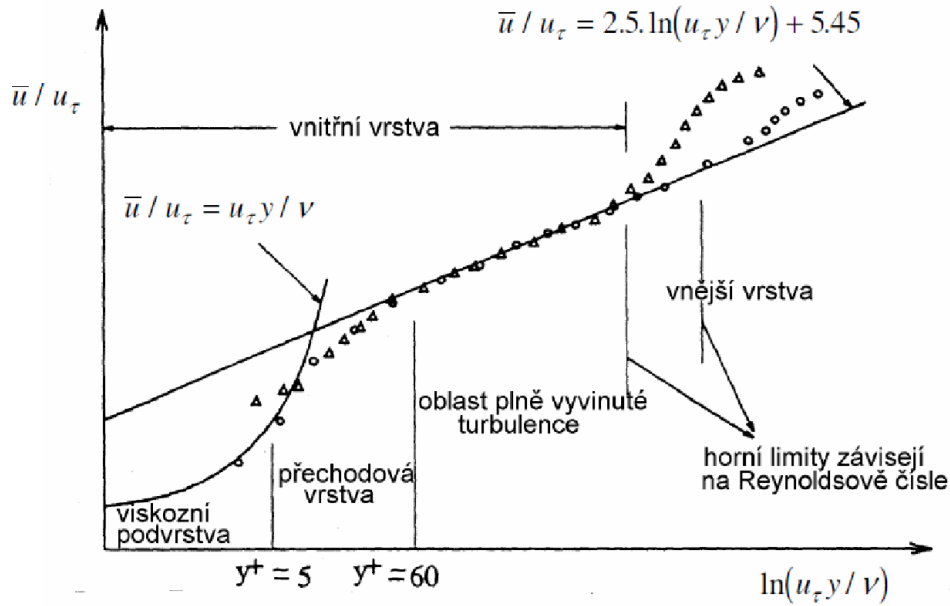
Turbulentní proudění je ovlivněno přítomností stěn v proudě, přičemž v blízkosti stěn je poměrně velký gradient rychlosti a dalších veličin. U stěn je turbulence potlačena, ale s rostoucí vzdáleností od stěny rychle narůstá. Stěny jsou hlavním zdrojem turbulentních vírů, tudíž způsob modelování proudění v jejich blízkosti ovlivňuje přesnost řešení v celé oblasti.

Při proudění s vysokým Reynoldsovým číslem můžeme mezní vrstvu rozdělit na tři podoblasti (viz. podkapitola 6.1). Těsné blízkosti stěn se nachází laminární podvrstva, následovaná přechodovou vrstvou, která tvoří přechod mezi laminární podvrstvou a plně turbulentní vrstvou. V přechodové vrstvě se stejnou měrou uplatňují účinky molekulové viskozity i turbulence. Rozdělení proudění v blízkosti stěn je ukázáno na následujícím obr. 6.3 [18], ve kterém je na ose x logaritmus bezrozměrné veličiny  $y^+$ , kterou lze vyjádřit vztahem

$$y^+ = \frac{v_t y}{\nu} \quad (6.8)$$

kde  $v_t$  [m/s] je třecí rychlost,  $y$  [m] vzdálenost bodu od obtékaného povrchu ve směru normály plochy a  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] kinematická viskozita. Na ose  $y$  je podíl střední rychlosti proudění v bodě a třecí rychlosti [18].





Obr. 6.3 – Rozdělení proudění v blízkosti stěny [18]

Bezrozměrná veličina  $y^+$ , se používá při tvorbě sítě konečných objemů a slouží ke stanovení výšky první vrstvy elementů u stěny tělesa. Výšku první vrstvy můžeme stanovit dle vztahu [28]

$$\Delta y = \frac{y^+ \mu}{\rho v_s} \sqrt{\frac{2}{C_f}} \quad (6.9)$$

ve kterém  $\mu$  [Ns/m<sup>2</sup>] je dynamická viskozita,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] hustota tekutiny,  $v_s$  [m/s] střední rychlost tekutiny,  $y^+$  [–] bezrozměrná vzdálenost od stěny tělesa, závislá na použitém modelu turbulence, a  $C_f$  [–] empirický vztah. Hodnota  $C_f$  je závislá na typu proudění, přičemž v případě řešení proudění uvnitř těles (potrubí apod.) se jeho hodnota určí dle rovnice [28]

$$C_f = 0,079 Re^{-1/4} \quad (6.10)$$

kde  $Re$  [–] je Reynoldsovo číslo. V případě řešení problémů spojených s obtékáním těles ji můžeme vyjádřit vztahem [28]

$$C_f = 0,058 Re^{-1/5} \quad (6.11)$$

Modelování v blízkosti stěn je možné provést dvěma způsoby. Prvním způsobem je podrobné modelování proudění u stěny (model SST k- $\omega$ ). Druhým způsobem je použití semi-empirických vztahů nazývaných stěnové funkce (model Realizable k- $\epsilon$ ). Tyto semi-empirické vztahy obsahují logaritmické zákony pro střední rychlost, případně pro jiné veličiny. Při využití stěnových funkcí je síť v blízkosti stěny poměrně hrubá, což šetří výpočetní čas [27].

#### a) **Standart Wall Functions**

Doporučovanou hodnotou při použití této stěnové funkce jsou hodnoty  $y^+ > 30$ . V případě hodnot  $y^+ < 30$  dává tato stěnová funkce poměrně výrazné chyby, které vedou k velkým nepřesnostem ve výpočtu [27].

#### b) **Scalable Wall Functions**

Tato stěnová funkce do jisté míry odstraňuje nevýhody Standart Wall Functions. Toho je dosaženo zavedením „limiteru“, jenž upravuje hodnoty pro  $y^+ < 30$ , které jsou následně použity ve Standart Wall Functions. I přes to je vhodné používat adekvátní rozlišení mezních vrstev [27].

#### c) **Non-Equilibrium Wall Functions**

Mohou dosahovat přesnějších výsledků v místech, kde jsou například velké tlakové gradienty a upravuje a zpřesňuje logaritmickou funkci [27].

#### d) **Enhanced Wall Treatment**

Tato metoda kombinuje dvouvrstvý model s tzv. vylepšenými stěnovými funkcemi. V případě, že je síť dostatečně jemná na to, aby bylo možné řešit viskózní podvrstvu, použije se dvouvrstvý model, který řešenou oblast rozdělí na část, ve které se projevuje vliv viskozity a plně turbulentní oblast. V případě hrubší sítě, může modelování skombinovat se stěnovou funkcí [27].

V případě využití stěnových funkcí bývá nejčastěji doporučováno, aby maximální hodnota  $y^+ < 300$  [16], avšak tyto názory se různí, některé zdroje například uvádějí, že aby byla zaručena správná funkčnost stěnových funkcí, musí být maximální hodnota  $y^+ < 200$ . U modelů jako je Spalart-Allmaras a SST  $k-\omega$  je požadováno, aby byla hodnota  $y^+ \approx 1$ . Dle různých diskuzí je za dostatečnou hodnotu považováno  $y^+ < 5$  nebo dokonce hodnota  $y^+ < 10$  [29]. Hodnota  $y^+ = 5$  odpovídá vzdálenosti od stěny, kde začíná přechodová vrstva, viz. obr. 6.3. Jelikož u modelů DES v blízkosti stěn počítají modely RANS, platí pro ně stejné předpoklady.

## **7 Stanovení systému podstatných veličin**

Dříve, než bude přistoupeno k řešení samotného problému, je potřebné vymezit veličiny, které do procesu řešení problému na daném objektu vstupují a významně ovlivňují jeho výsledky. Je tedy nezbytné stanovit tzv. systém podstatných veličin [30]. V této kapitole jsou uvedeny veškeré veličiny, které byly při řešení problému na dané úrovni uvažovány.

Objekt, na kterém je daný problém řešen, je v tomto případě vnitřní akustický prostor kabiny automobilu s bočními okny.

### **7.1 Okolí objektu**

Okolím objektu je vnější vzdušné prostředí obklopující karoserii automobilu a samotný automobil (zejména jeho interiér a karoserie).

### **7.2 Geometrie objektu**

Geometrie objektu je řízena designovým návrhem interiéru automobilu.

### **7.3 Vazby objektu s okolím**

Objekt je s okolím spojen okny automobilu, kde z jedné strany se nachází vnější vzdušné prostředí a z druhé vnitřní akustický prostor kabiny. Okno je uloženo ve dveřích automobilu.

### **7.4 Aktivace objektu**

Objekt je aktivován při vyšší rychlosti jízdy automobilu, kdy dochází ke vzniku turbulentního proudění při obtékání karoserie. Veličinami vyjadřujícími aktivaci objektu jsou tlaková pole na okně automobilu.

### **7.5 Působení okolí na objekt**

Vlivem turbulentního proudění vzduchu kolem karoserie osobního automobilu jsou vyvolány změny tlaku, které působí na okna automobilu. Okolí ovlivňuje objekt v různé míře, která závisí na tvaru karoserie, zejména tvaru bočního zrcátka. Materiál použitý na výrobu interiéru automobilu způsobuje absorpci zvukových vln v kabině automobilu.

### **7.6 Vlastnosti struktury objektu**

Mezi podstatné vlastnosti struktury objektu patří materiálové charakteristiky oken automobilu. Při tvorbě výpočtového modelu byl vybrán homogenní izotropní model materiálu, pro jehož definici je potřebné znát Poissonovu konstantu a modul pružnosti. Vlastnosti vzdušného prostředí lze popsat jeho hustotou, rychlostí šíření zvuku a dalšími parametry.

### **7.7 Projevy objektu**

Projevy oken automobilu, které jsou součástí kabiny, popisuje pole deformačních posuvů, popsané tenzorem deformace. Tyto deformační posuvy oken způsobují vznik mechanického kmitání vzdušného prostředí kabiny automobilu, které se projevuje změnami tlaku.

### **7.8 Důsledky projevů objektu**

Důsledkem projevů objektu je vznik určité hladiny akustického tlaku, která nesmí být příliš vysoká k zajištění dostatečného komfortu během jízdy.

## 8 Výběr metody řešení a přehled použitých softwarů

Na základě provedené rešerše a vzhledem k zadání diplomové práce, bylo pro řešení problému zvoleno CFD, protože analytické řešení by bylo nemožné. K výpočtovému modelování proudění kolem karoserie automobilu se zpětným zrcátkem byl zvolen software Ansys Fluent, který je založen na metodě konečných objemů. Pro výpočtové modelování šíření aerodynamického hluku přes okno do prostoru kabiny automobilu byl zvolen software Ansys Workbench, který používá metodu konečných prvků. Prostředí Workbench bylo použito zejména z toho důvodu, že poskytuje širší možnosti pro import geometrie v celé řadě datových formátů z různých CAD/CAM softwarů. V případě použití klasického prostředí by bylo nutné vytvořit síť konečných prvků v jiném software a tu následně importovat do Ansysu. Ansys Workbench navíc obsahuje moduly Design Modeler a SpaceClaim, které do jisté míry CAD/CAM software zastupují, tudíž umožňují dodatečnou úpravu modelu geometrie. Tyto výhody, byly hlavním důvodem pro výběr tohoto prostředí.

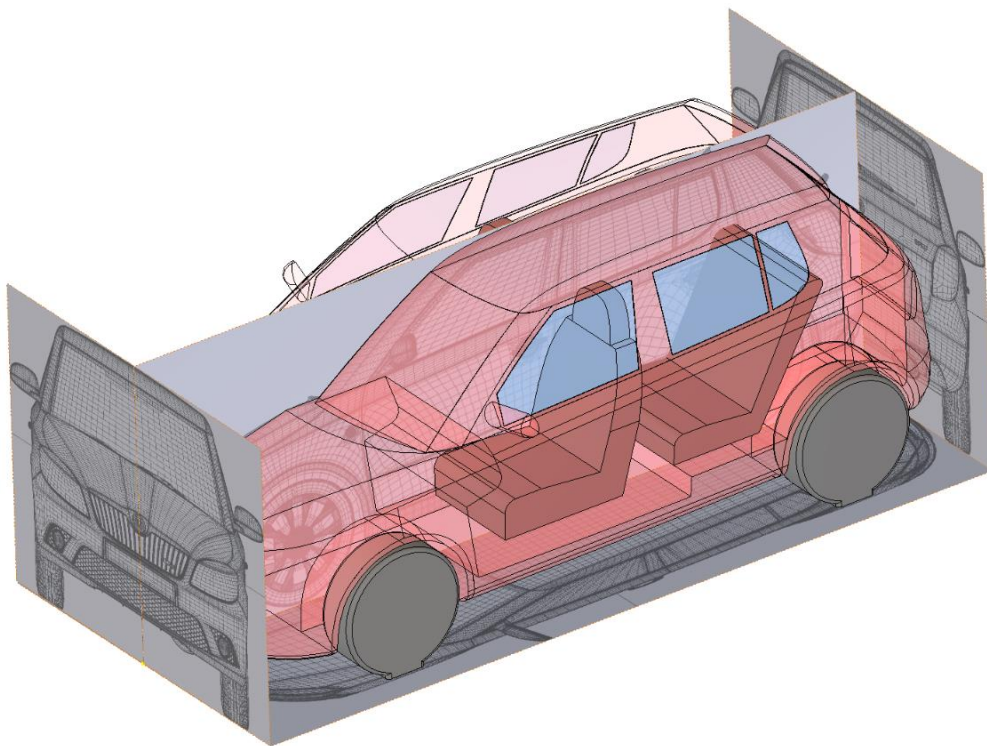
Pro tvorbu zjednodušeného modelu geometrie karoserie osobního automobilu byl z rodiny CAD/CAM softwarů použit Inventor 2018 od firmy Autodesk, který umožňuje export dat do velkého množství formátů.

V případě tvorby sítě konečných objemů pro CFD byl zvolen modul CFD v softwaru Ansa od společnosti BETA CAE Systems. Tento software umožňuje v porovnání se softwarem Ansys více možností při tvorbě a úpravě sítě konečných objemů. Mezi jeho hlavní výhody patří možnost kontroly kvality vytvořené sítě.

## 9 Modely geometrie

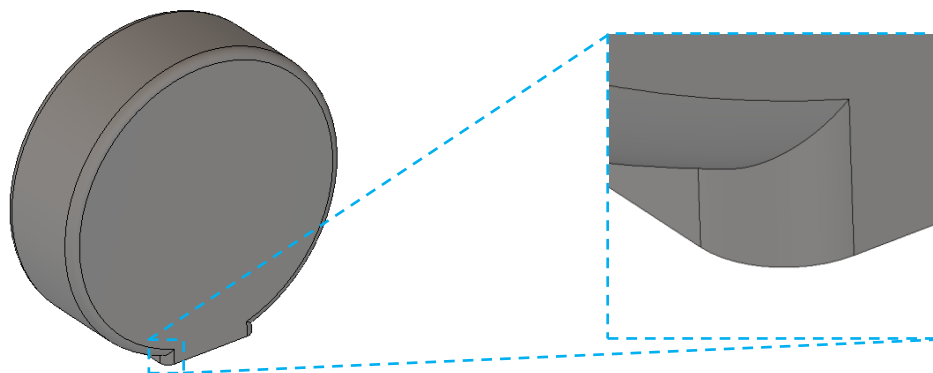
Pro řešení práce bylo nutné nejprve vytvořit model geometrie akustického prostoru kabiny automobilu, bočních oken a okolního vzdušného prostředí. Postup, jenž byl použit při tvorbě modelů geometrie, je nastíněn v této kapitole.

Cílem bylo co nejvíce se přiblížit reálné geometrii automobilu, přičemž jako vzorový automobil byla zvolena Škoda Fabia druhé generace. V prvním kroku bylo nutné vytvořit zjednodušený model geometrie karoserie automobilu s bočním zpětným zrcátkem. Za tímto účelem byl stažen trojrozměrný model [31], vytvořený v prostředí softwaru 3DS max od společnosti Autodesk, ze kterého byly vytvořeny jednotlivé pohledy (z předu, z boku, zezadu a shora), jež byly použity pro tvorbu vlastního modelu geometrie. Tyto pohledy byly importovány do softwaru Inventor a sloužily k tvorbě 2D náčrtů, ve kterých byly pomocí křivek obtahovány hrany karoserie automobilu. Další krok spočíval v tvorbě průmětů těchto 2D náčrtů, čímž vznikly hrany v prostoru. Tímto způsobem byla modelována pouze polovina automobilu, druhá polovina vznikla ozrcadlením kolem roviny symetrie. Hranám, jež tvoří střední část modelu karoserie automobilu, byla navíc předepsána tangenciální vazba, díky čemuž bylo dosaženo jejich hladkosti. Uvedeným postupem vznikl drátový model, který definoval hranice jednotlivých ploch, pro jejichž tvorbu bylo použito šablonování a záplatování. V konečném kroku byly jednotlivé plochy sešity k sobě, čímž vznikl objemový model geometrie karoserie. Obdobným způsobem byla vytvořena i kola. Okna automobilu vznikla vyříznutím, dále byl vytvořen zjednodušený geometrický model sedaček a model zrcátka byl vytvořen pomocí poloviny válce zakončeného čtvrtinou koule. Konečný model geometrie i s pohledy, které byly pro tvorbu modelu geometrie použity, je možné vidět na obr. 9.1.



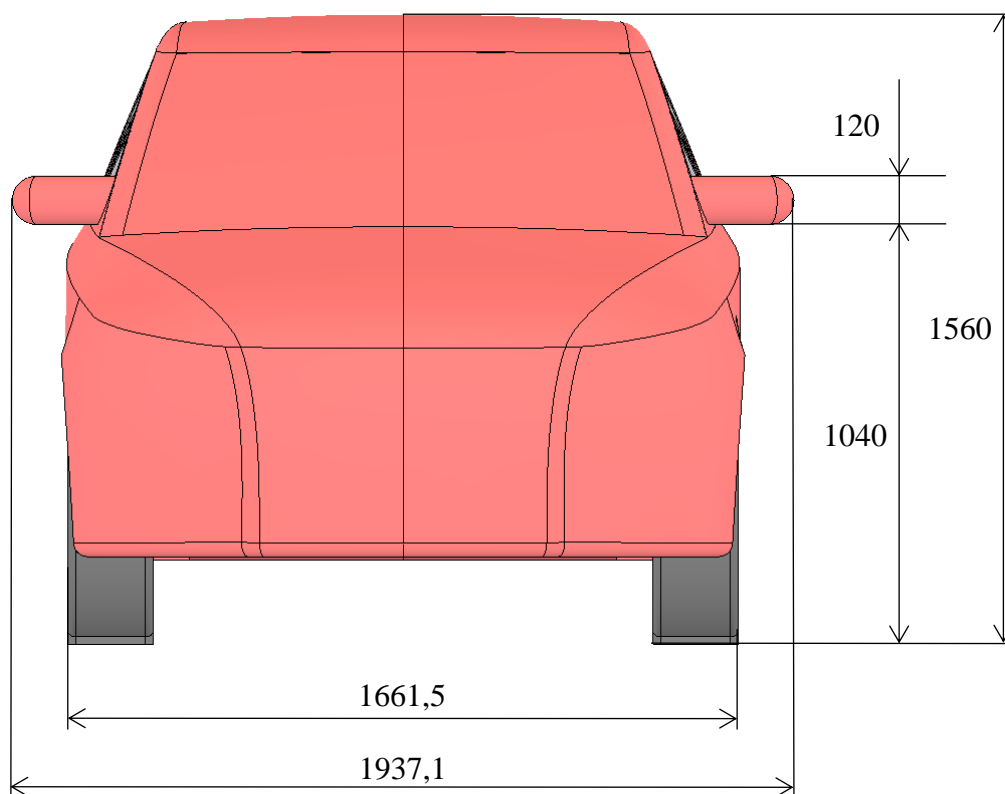
Obr. 9.1 – Model geometrie karoserie

Na obr. 9.2 je možné vidět, že kola nejsou zcela válcová, ale že ve spodní části (odpovídá kontaktu kola s vozovkou) bylo vytvořeno malé odsazení. Toto odsazení bylo vytvořeno s ohledem na následovnou tvorbu sítě konečných objemů, která by byla v případě ponechání válcového tvaru kola obtížná.



Obr. 9.2 – Odsazení u kol automobilu

Na následujícím obr. 9.3 jsou zakótované některé základní rozměry modelu geometrie karoserie automobilu, přičemž rozměry, které na daném obrázku nejsou uvedeny, jsou jeho délka, která činí 4069 mm a úhel, který svírá zrcátko s rovinou symetrie automobilu, jehož hodnota je  $72,6^\circ$ .



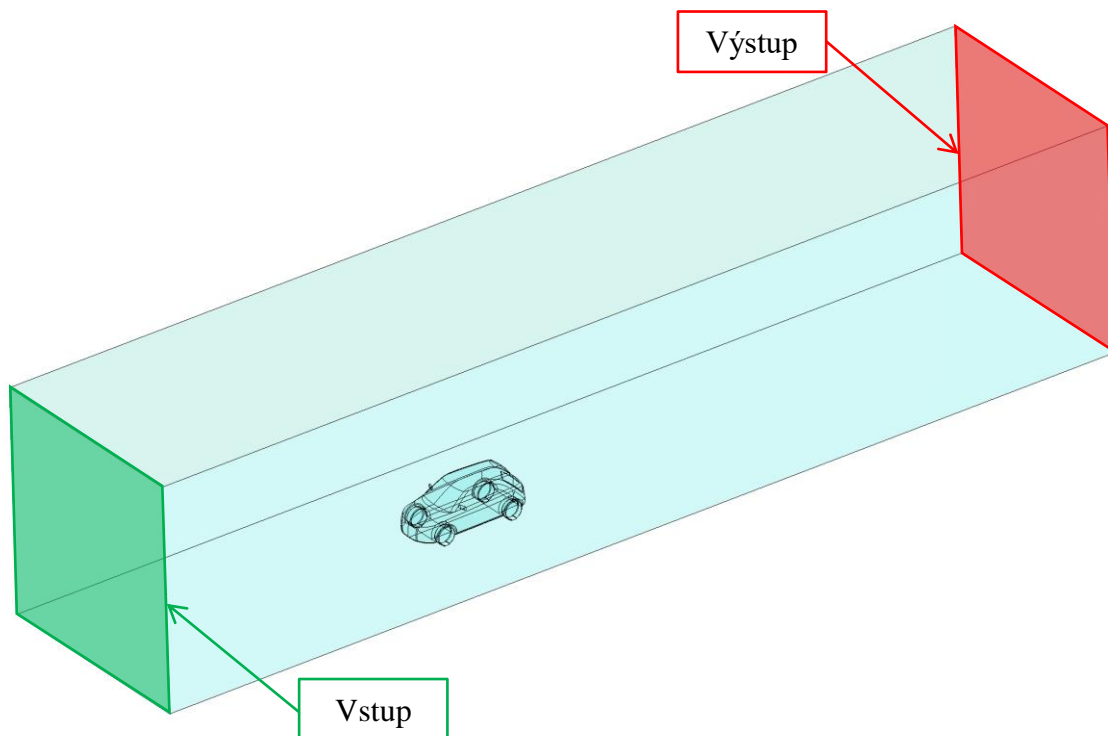
Obr. 9.3 – Základní rozměry modelu geometrie [mm]

## 9.1 Model geometrie okolního vzdušného prostředí

Okolní vzdušné prostředí je možné modelovat více způsoby. V případě, že je k dispozici model geometrie aerodynamického tunelu, tak je vhodné modelovat přímo ten, aby bylo dosaženo co nejlepší shody CFD simulace s měřením. Ke zvolení tohoto přístupu by ovšem musela být k dispozici reálná geometrie automobilu, aerodynamického tunelu a naměřená data. Druhou možností je vytvoření geometrie okolního vzdušného prostředí pomocí kváдру, od kterého je pomocí booleovské operace odečten model geometrie karoserie, kol a dalších částí automobilu. Tento přístup byl zvolen v této práci.

Je nutné dodržet, aby velikost domény před automobilem byla rovna alespoň trojnásobku délky automobilu, za automobilem alespoň pětinásobku jeho délky a celková výška a šířka domény alespoň dvojnásobku jeho délky [32]. Je to z toho důvodu, že při CFD simulaci musí být výpočetní oblast před a za automobilem dostatečně velká. Před automobilem musí být zaručeno ustálení proudu ze vstupu. Za automobilem dochází při jeho obtékání k tvorbě turbulentních vírů, tudíž je nezbytné vytvořit výpočetní oblast dostatečně velkou, aby na výstupu z výpočetní domény byl taktéž ustálený proud. V opačném případě by došlo k divergenci ve výpočtu.

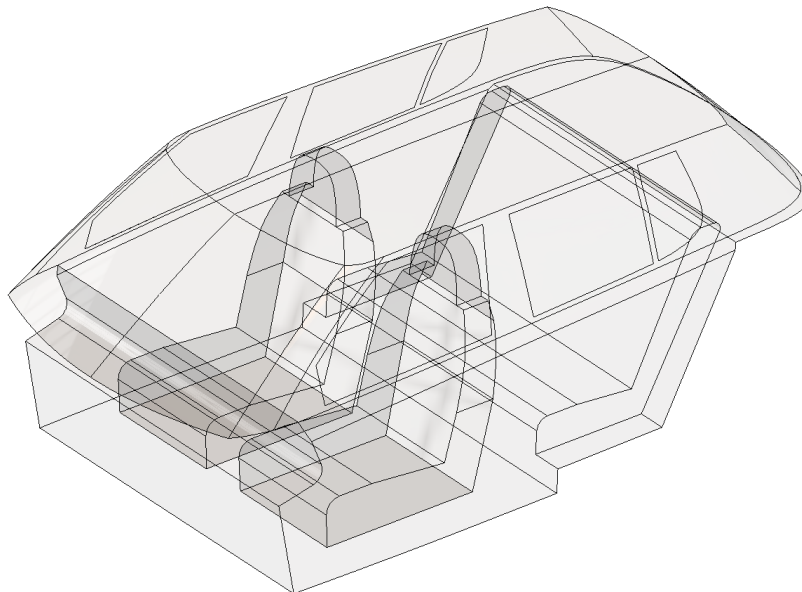
Rozměry uvedené v předchozím odstavci byly použity pro tvorbu modelu geometrie okolního vzdušného prostředí, který je zobrazen na obr. 9.4. Vnější rozměry kváдру jsou 8 000 x 8 000 x 36 000 mm.



Obr. 9.4 – Model geometrie okolního vzdušného prostředí

## 9.2 Model geometrie akustického prostoru kabiny

Při provedení booleovské operace, jež byla zmíněna v předchozí podkapitole, došlo taktéž ke vzniku modelu geometrie akustického prostoru kabiny. Na tomto modelu geometrie byla následně provedena pouze jedna úprava, která spočívala v odstranění zavazadlového prostoru.



Obr. 9.5 – Model geometrie akustického prostoru kabiny



## 10 Realizace výpočtového modelování proudění

Po vytvoření modelů geometrie bylo možné přistoupit k dalšímu kroku, který spočíval v realizaci výpočtového modelování proudění.

Před samotnou tvorbou sítě konečných objemů bylo nutné učinit rozhodnutí, který model turbulence bude použit a jaké budou definovány okrajové podmínky. Na základě provedené rešerše [1], [4] a [6] byl zvolen model turbulence DES.

Původním cílem bylo provedení CFD simulace kolem celého modelu geometrie automobilu s využitím modelu turbulence DES, ve kterém u stěn počítal model turbulence SST  $k-\omega$  (DES/SST  $k-\omega$ ). Tato CFD simulace byla, z důvodu velké časové náročnosti, provedena pouze pro krátký čas proudění a bylo nutné provést jisté zjednodušení, které spočívalo v rozdělení výpočetní domény na půl. Toto zjednodušení bylo použito i v článku [6] a umožňuje zahrnutí vlivu geometrie na obtékání před oblastí zájmu, kterou je boční zpětné zrcátko a boční okna. Nevýhodou je, že nebylo možné získat rozložení tlaků na oknech z obou stran automobilu. Výsledky z CFD simulace kolem celého modelu geometrie automobilu byly použity pouze k posouzení nepřesností, které vznikají v důsledku uvedeného zjednodušení.

CFD simulace při využití modelu turbulence DES/SST  $k-\omega$ , se ve výsledku ukázala být na dostupném hardwaru taktéž velmi časově náročná, proto bylo diskutováno použití modelu turbulence DES/S-A.

V následujících podkapitolách je nejdříve uvedeno nastavení CFD simulace a okrajové podmínky. Dále je demonstrován postup tvorby sítě konečných objemů na poloviční výpočetní doméně, která byla použita pro téměř všechny výpočty.

### 10.1 Okrajové podmínky a nastavení simulace

Všechny simulace byly provedeny pro rychlost proudění (odpovídá rychlosti jízdy automobilu) 140 km/h. Nejdříve bylo nutné stanovit typ proudění, k čemuž slouží Reynoldsovo číslo (podkapitola 6.1), které je možné vypočítat dle vztahu (6.1). Hustota vzduchu  $\rho$  a dynamická viskozita  $\mu$  byly dosazeny dle nastavení v software Ansys Fluent. Pro hustotu vzduchu byla tedy použita hodnota  $1,255 \text{ kg/m}^3$  a dynamickou viskozitu hodnota  $1,79 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$ . Reynoldsovo číslo bylo spočteno na základě charakteristického rozměru automobilu

$$Re_1 = \frac{\rho v_s d}{\mu} = \frac{1,225 \cdot \frac{140}{3,6} \cdot 1,56}{1,79 \cdot 10^{-5}} = \frac{1,225 \cdot 38,89 \cdot 1,56}{1,79 \cdot 10^{-5}} = 4,15 \cdot 10^6 \quad (10.1)$$

a taktéž charakteristického rozměru zrcátka, které je oblastí zájmu v této práci.

$$Re_2 = \frac{\rho v_s d}{\mu} = \frac{1,225 \cdot 38,89 \cdot 0,12}{1,79 \cdot 10^{-5}} = 3,19 \cdot 10^5 \quad (10.2)$$

Obě stanovené hodnoty jsou větší než hodnota kritického Reynoldsova čísla pro obtékání překážky a na základě toho bylo proudění modelováno jako turbulentní.

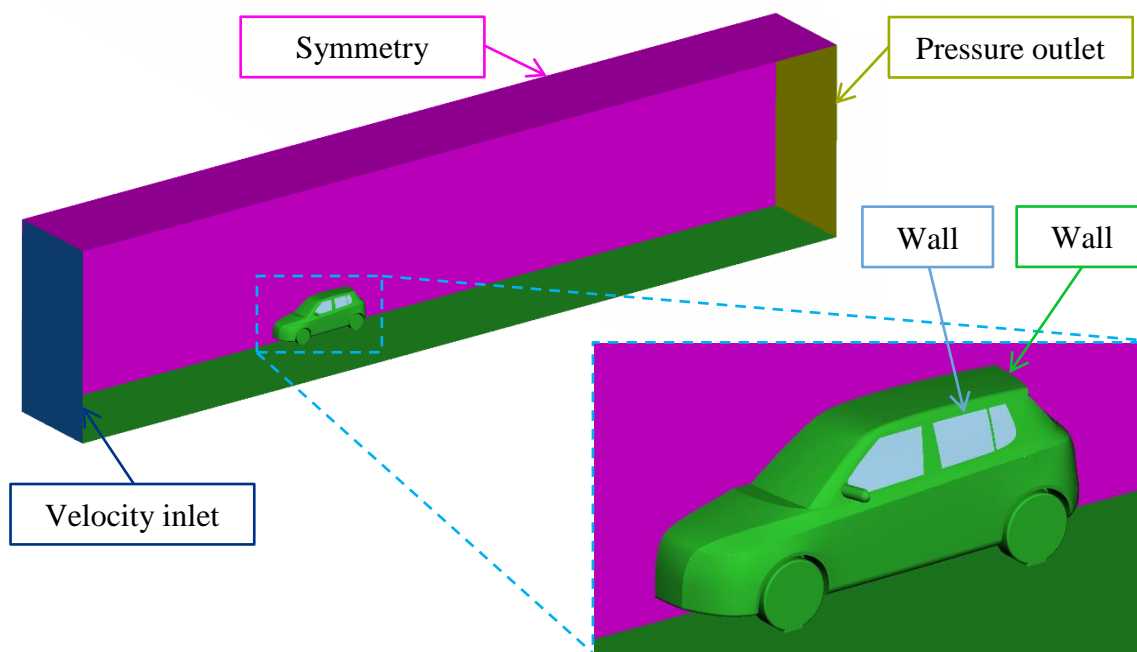
K rozhodnutí, zda proudění modelovat jako stlačitelné nebo nestlačitelné, bylo nutné nejdříve určit Machovo číslo, které bylo stanoveno dle vztahu, [18]

$$Ma = \frac{v_s}{c} = \frac{38,89}{343} = 0,11 \quad (10.3)$$

ve kterém  $v_s$  [m/s] značí střední rychlost proudění a  $c$  [m/s] rychlost zvuku v daném prostředí, kterým v tomto případě je vzduch. Dle [16] je možné, v případě nízkého Machova čísla, modelovat proudění jako nestlačitelné, přičemž za mezní hodnotu je považováno  $Ma=0,3$ . Na základě nízkého Machova čísla bylo proudění modelováno jako nestlačitelné.

Na obr. 10.1 jsou uvedeny použité okrajové podmínky. Okrajová podmínka Velocity inlet slouží k definování rychlosti proudění vstupující do výpočetní oblasti. Zadání je možné provést dvěma způsoby, přičemž první spočívá v definování složek rychlosti ve směru os souřadnicového systému. Druhou možností, která byla použita v této práci, je zadání hodnoty rychlosti proudění ve směru vnitřní normály plochy, na kterou je daná okrajová podmínka předepsána. Zadávána je taktéž hodnota statického tlaku prostředí, ze kterého tekutina přichází [16]. Zadaná hodnota rychlosti proudění byla 38,89 m/s a statického tlaku 0 Pa.

Okrajová podmínka Wall definuje chování na hranici tekutina-pevná plocha. V případě viskózní tekutiny předpokládá nulovou normálovou složku rychlosti. Na plochách, kterým je předepsána okrajová podmínka Symmetry jsou gradienty všech proměnných a normálová složka rychlosti tekutiny nulové. Pressure outlet slouží k definici statického tlaku prostředí, do kterého tekutina odchází [16]. Statický tlak byl uvažován nulový jako u okrajové podmínky Velocity inlet.



Obr. 10.1 – Okrajové podmínky

Výpočet proudění byl proved jako přechodný děj (transientní analýza), jelikož turbulentní proudění je časově závislé. Pro získání adekvátních výsledků a dosažení konvergujícího výpočtu bylo nutné zvolit správný časový krok, který je možné stanovit na základě frekvence odtrhávání vírů [21]

$$f_{od} = 0,198 \left(1 - \frac{19,7}{Re_2}\right) \frac{v_s}{d} = 0,198 \left(1 - \frac{19,7}{3,19 \cdot 10^5}\right) \frac{38,89}{0,12} = 64,16 \text{ Hz} \quad (10.4)$$

kde  $v_s$  [m/s] je střední rychlost proudění a  $d$  [m] charakteristický rozměr. Samotný časový krok se stanoví dle vztahu

$$\Delta t_{od} = \frac{1}{f_{od}n} = \frac{1}{64,16 \cdot 250} = 6,23 \cdot 10^{-5} \text{ s} \quad (10.5)$$

ve kterém  $n$  [–] slouží k dělení každého cyklu odtržení víru a jeho hodnota byla zvolena 250.

Časový krok může být taktéž určen za základě Strouhalova čísla  $S_t$ , dle vztahu [16]

$$\Delta t_{st} = \frac{1}{f_{st}n} = \frac{d}{S_t v_s n} = \frac{0,12}{0,25 \cdot 38,89 \cdot 250} = 4,94 \cdot 10^{-5} \text{ s} \quad (10.6)$$

v němž hodnota Strouhalova čísla byla převzata z [32]. Tato hodnota se používá pro stanovení časového kroku, při řešení proudění kolem karoserie automobilu.

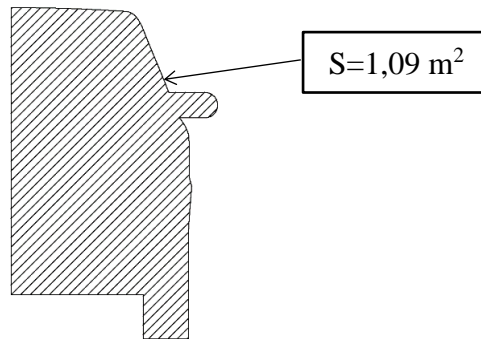
Často používanou podmínkou, která je založena na parametrech výpočetní sítě a rychlosti proudění, je dle Courant-Friedrichs-Lewy

$$\Delta t_{co} = \frac{Co \Delta x}{v_s} = \frac{0,5 \cdot 5 \cdot 10^{-5}}{38,89} = 5,04 \cdot 10^{-4} \text{ s} \quad (10.7)$$

ve které  $Co$  [–] je Courantovo číslo a  $\Delta x$  [m] nejmenší rozměr elementu ve směru proudění, který byl určen na základě vytvořené sítě konečných objemů, jejíž tvorba je uvedena v podkapitole 10.2. Pro stabilitu výpočtu je nutné, aby bylo  $Co \leq 1$ .

Na základě výše uvedených vztahů byl zvolen časový krok CFD simulace  $5 \cdot 10^{-5}$  s, který byl získán zaokrouhlením  $\Delta t = \min\{\Delta t_{od}, \Delta t_{st}, \Delta t_{co}\}$  na nejbližší celé číslo.

Před spuštěním výpočtu byl definován monitor pro sledování koeficientu odporu automobilu. Ve vztahu (6.2) je poté za charakteristický rozměr dosazována plocha průmětu poloviny automobilu do roviny kolmé na směr proudění (viz. obr. 10.2). Poloviční je ovšem taktéž síla, a proto tato hodnota přibližně odpovídá odporovému koeficientu celého automobilu.



Obr. 10.2 – Plocha předního průmětu

Samotný výpočet byl prováděn ve třech krocích. Nejdříve bylo provedeno 100 iterací pro ustálené proudění (steady solution), které se provádí z toho důvodu, aby se předešlo divergenci v následné transientní analýze.

Ve druhém kroku byl řešič změněn na transientní analýzu, ve které byl definován časový krok  $5 \cdot 10^{-5}$  s. Tento výpočet byl proveden pro 1000 časových kroků, po kterých byla turbulence kolem zrcátka plně vyvinuta. Vhodnější by bylo provést tento počáteční výpočet pro delší čas proudění, což ale z časových důvodů nebylo možné.

Konečný výpočet byl proveden pro celkový čas proudění 1s, čemuž při časovém kroku  $5 \cdot 10^{-5}$  s odpovídá celkově 20000 časových kroků, během kterých bylo ukládáno rozložení tlaků na oknech automobilu. Tímto způsobem bylo získáno rozložení tlaků v závislosti na čase, které bylo nutné převést z časové oblasti do frekvenční. Za tímto účelem je v software Ansys Fluent implementována FFT analýza, po jejímž provedení je možné data uložit do \*.cgns formátu, se kterým je schopný pracovat software Ansys Workbench. Uvedený celkový čas proudění byl zvolen z toho důvodu, aby byl získán frekvenční krok 1 Hz. V případě, že by byl výpočet proveden například pouze pro 10000 iterací, tak by byl získán frekvenční krok 2 Hz. Obecně lze vyjít ze zvoleného počtu časových kroků, kdy na základě Nyquistova vzorkovacího teorému je stanovena maximální dosažitelná frekvence

$$f_{max} = \frac{1}{2\Delta t} = \frac{1}{2 \cdot 5 \cdot 10^{-5}} = 10000 \text{ Hz} \quad (10.8)$$

Frekvenční krok poté získáme, dle následujícího vztahu

$$\frac{f_{max}}{\frac{\text{počet časových kroků}}{2}} = \frac{10000}{\frac{20000}{2}} = 1 \text{ Hz} \quad (10.9)$$

## 10.2 Tvorba sítě konečných objemů

Základní velikost elementů při tvorbě sítě konečných objemů byla stanovena na základě vztahů, jež se používají pro kmitání a akustiku. Tyto vztahy jsou závislé na velikosti frekvence, do které chceme daný problém řešit. Vzhledem k velikosti sítě a výpočetnímu času bylo nutné zvolit pro stanovení velikosti elementů maximální frekvenci 500 Hz. Síť byla dále zjemňována směrem k povrchu karoserie viz. podkapitola 10.2.5.

Pro stanovení velikosti elementu  $e$  [m] byl použit vztah [7]

$$e = \frac{\lambda}{n} = \frac{c}{nf} \quad (10.10)$$

kde  $\lambda$  [m] je vlnová délka,  $n$  [–] počet elementů na vlnu,  $c$  [m/s] rychlost šíření vlnění a  $f$  [Hz] zvolená frekvence. Pro hexagonální síť je  $n = 6$  a tetragonální  $n = 12$ .

Velikost elementů, která byla vytvořena na většině kabiny byla určena na základě rychlosti šíření zvuku. Dosazením rychlosti zvuku do vztahu (10.10) dostáváme

$$e_1 = \frac{c}{nf} = \frac{343}{12 \cdot 500} \approx 57,2 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (10.11)$$

ve které za  $n = 12$  z toho důvodu, že byla vytvářena tetragonální síť.

Velikost prvků na zrcátku, oknech automobilu a v blízkém okolí byla zvolena na základě rychlosti ohybových vln desky, kterou můžeme vyjádřit vztahem [7]

$$c_B = \left( \frac{4\pi^2 f^2 B}{\rho_s} \right)^{1/4} \quad (10.12)$$

ve kterém  $f$  [Hz] je zvolená frekvence,  $\rho_s$  [kg/m<sup>2</sup>] plošná hustota a  $B$  [Pa·m<sup>3</sup>] ohybová tuhost desky, která se určí, dle vztahu

$$B = \frac{E h^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (10.13)$$

kde  $h$  [m] je tloušťka desky,  $E$  [Pa] Youngův modul pružnosti a  $\mu$  [–] Poissonova konstanta. Materiálové charakteristiky skla použité v této práci jsou uvedeny v tab. 10.1 [33]. Modelované okno automobilu má tloušťku 3 mm.

Materiálová charakteristika	Značení	Hodnota
Youngův modul pružnosti	$E$	70 GPa
Poissonova konstanta	$\mu$	0,22
Hustota	$\rho$	2500 kg/m <sup>3</sup>

Tab. 10.1 – Použité materiálové charakteristiky skla

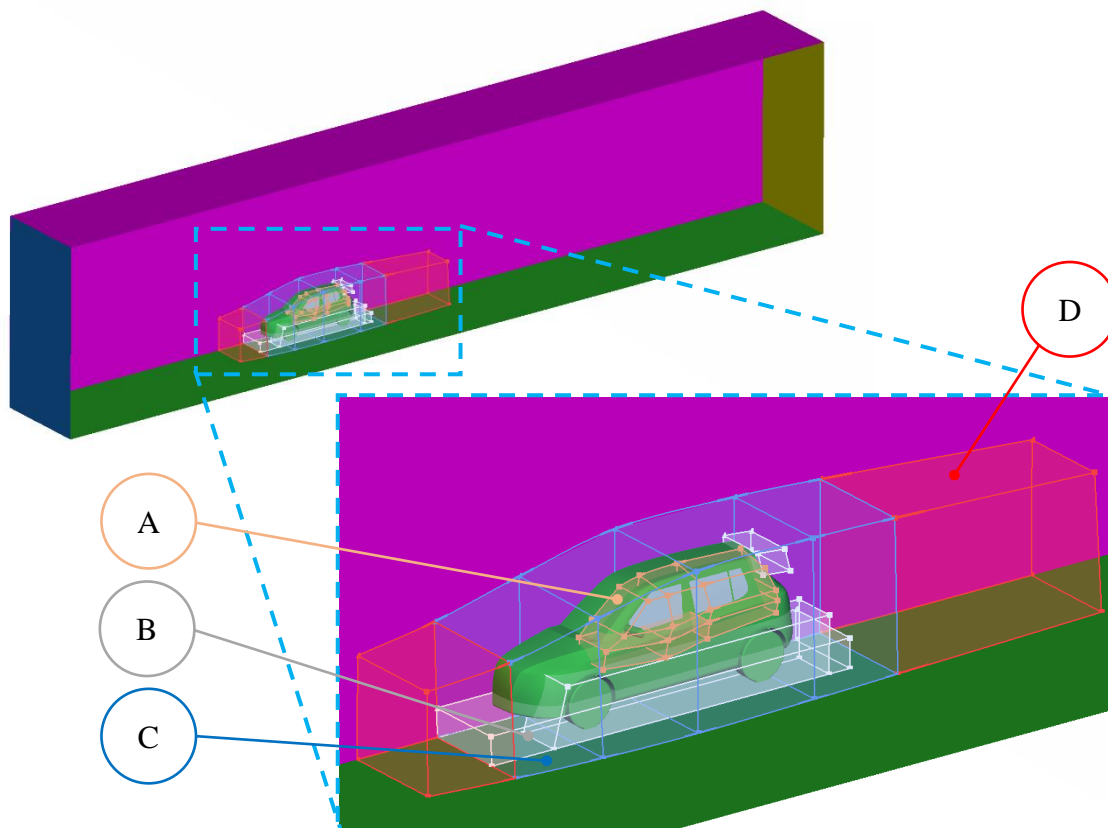
Dosazením vztahu (10.12) do (10.10) a na základě uvedených hodnot byla velikost elementu stanovena na

$$e_2 = \frac{1}{n f^{1/2}} \left[ \frac{\pi^2 E h^2}{12(1 - \mu^2) \rho} \right]^{1/4} \approx 20,2 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (10.14)$$

Dále je popsán postup při tvorbě sítě konečných objemů.

### 10.2.1 Tvorba kontrolních boxů

Síť konečných objemů byla zjemňována kolem modelu geometrie automobilu. Za tímto účelem byly vytvořeny kontrolní boxy, ve kterých byla nastavena maximální velikost povrchových a objemových elementů.



Obr. 10.3 – Kontrolní boxy

Na obr. 10.3 jsou znázorněny jednotlivé kontrolní boxy, které byly označeny A až D. Použité maximální velikosti elementů v jednotlivých kontrolních boxech jsou uvedeny v tab. 10.2.

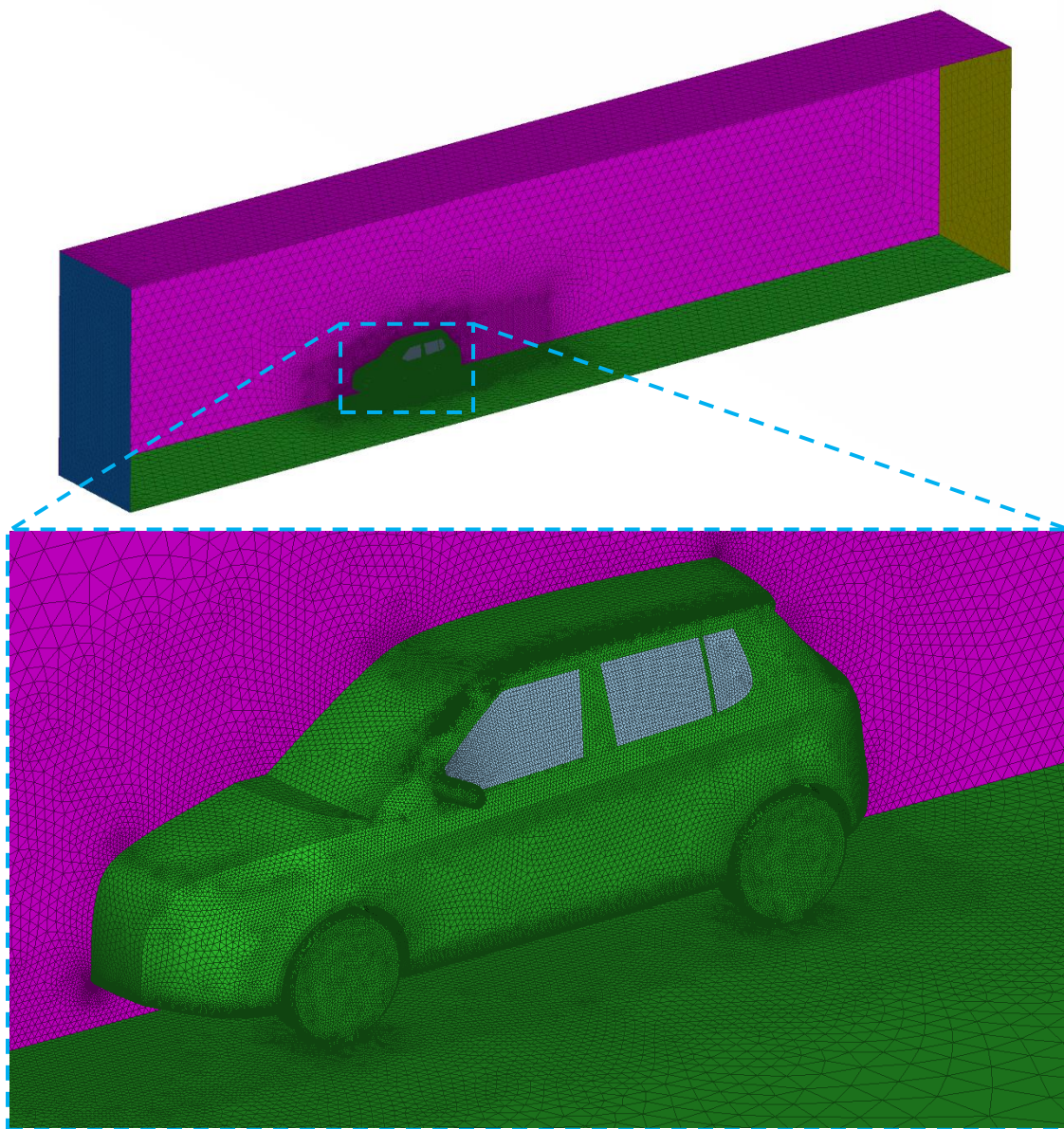
Kontrolní box	Maximální velikost elementu [mm]
A	20,2
B	37
C	57
D	80

Tab. 10.2 – Použité maximální velikosti elementů v jednotlivých kontrolních boxech

### 10.2.2 Síť na povrchu modelu

Další krok spočíval v tvorbě povrchové sítě (obr. 10.4) pomocí trojúhelníkových elementů. Na oknech byla vytvořena z důvodu následné harmonické analýzy mapovaná síť.

Kontrolovanými parametry sítě bylo growth ratio, skewness a aspect ratio. V případě growth ratia bylo požadováno, aby bylo menší než 1,2 [32]. Doporučované hodnoty pro zbylá dvě kritéria je možné dohledat v [16].



Obr. 10.4 – Sít' na povrchu modelu

### 10.2.3 Prizmatické vrstvy

Jak již bylo uvedeno, tak v blízkosti stěn se vyskytuje mezní vrstva. K tomu, aby v této oblasti bylo dosaženo dobrého zarovnání sítě s proudem, byly vytvořeny prizmatické vrstvy elementů, které vzniknou vytažením plošných elementů do prostoru.

Při její tvorbě bylo nutné nejdříve stanovit výšku první vrstvy elementů u stěny tělesa, která byla získána dosazením vztahu (6.11) do rovnice (6.9)

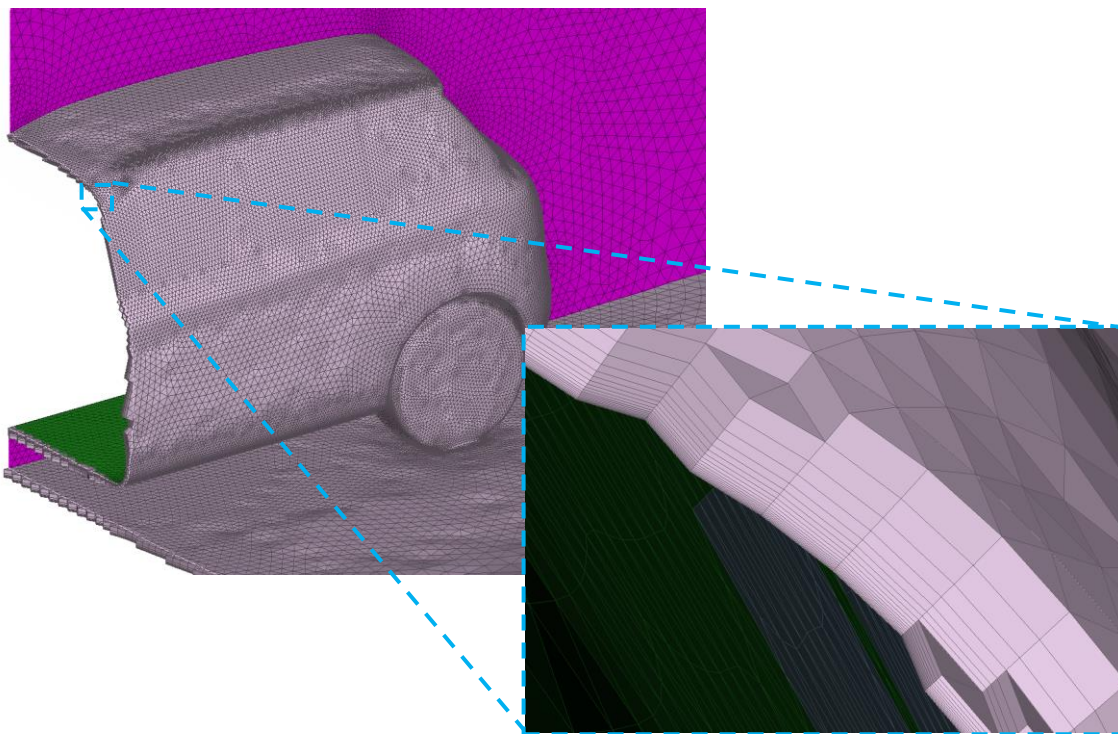


$$\Delta y = \frac{y^+ \mu}{\rho v_s} \sqrt{\frac{2}{0,058 Re^{-1/5}}} \quad (10.15)$$

Za Reynoldsovo číslo byla dosazena hodnota stanovená na základě charakteristického rozměru automobilu. Hodnota  $y^+$  by měla být, pro zvolené modely turbulence v ideálním případě  $y^+ \approx 1$ . Z důvodu poměrně hrubé povrchové sítě byla brána do úvahy hodnota, která je udávána jako dostačující (podkapitola 6.6). Na základě toho bylo použito  $y^+=5$ , pro které je výška první vrstvy elementů

$$\Delta y = \frac{5 \cdot 1,79 \cdot 10^5}{1,225 \cdot 38,89} \sqrt{\frac{2}{0,058 \cdot (4,15 \cdot 10^6)^{-1/5}}} = 5,06 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (10.16)$$

Vytvořeno bylo celkově dvacet vrstev, přičemž prvních patnáct (minimální doporučený počet [16]) bylo vytvořeno s growth ratiem 1,2 a zbylých pět v aspect modu, což zaručilo lepší přechod do okolní objemové sítě. Výsledné prizmatické vrstvy jsou zobrazeny na obr. 10.5.

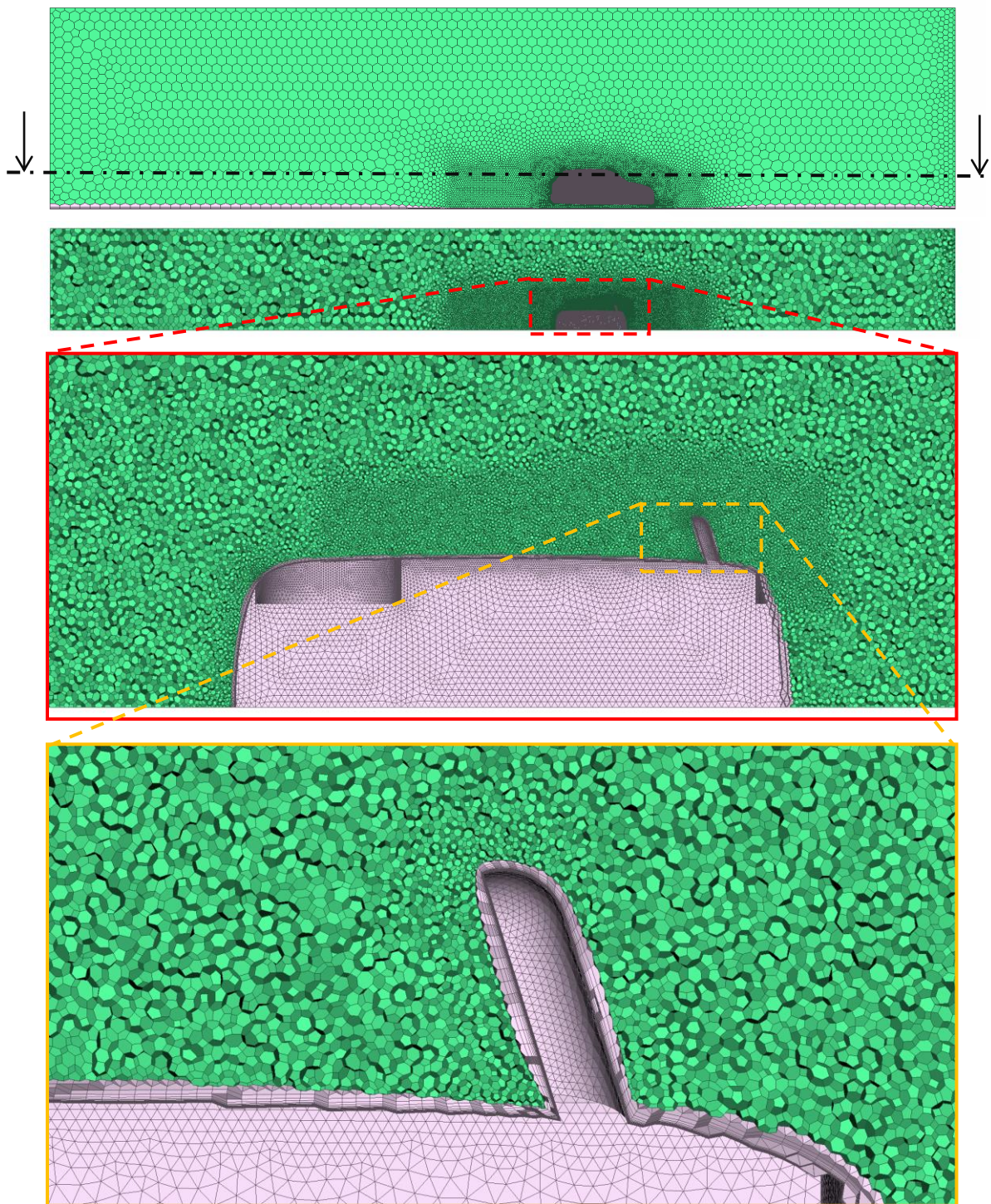


Obr. 10.5 – Prizmatické vrstvy okolo povrchu karoserie

#### 10.2.4 Objemová síť

U sítě konečných objemů by mělo být zaručeno, aby byly elementy zarovnané se směrem proudu, což je v případě tetragonální sítě prakticky nemožné. Z tohoto důvodu byla objemová síť vytvořena pomocí polyhedrálních elementů (obr. 10.6), které tento nedostatek tetragonální sítě do jisté míry eliminují.



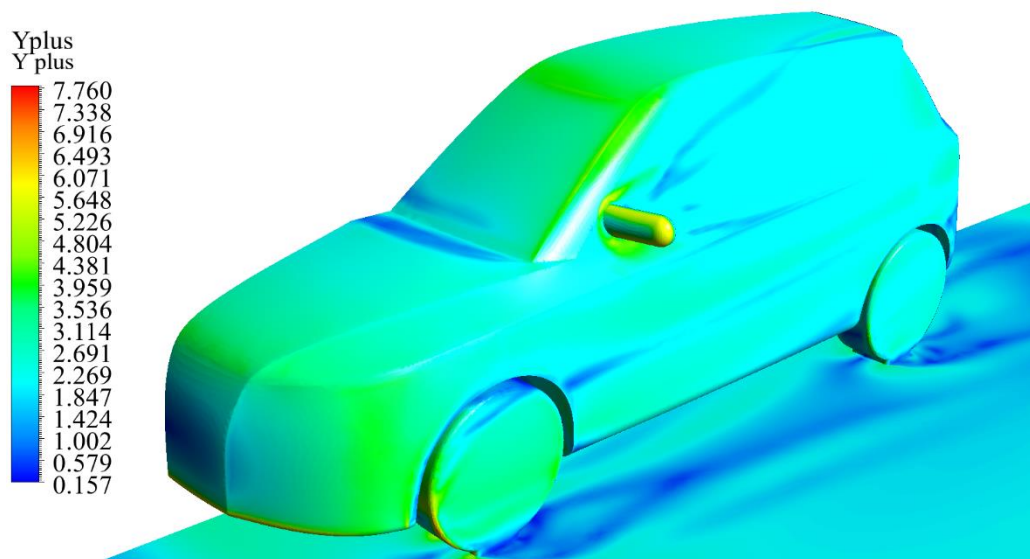


Obr. 10.6 – Objemová síť

### 10.2.5 Úprava prizmatických vrstev

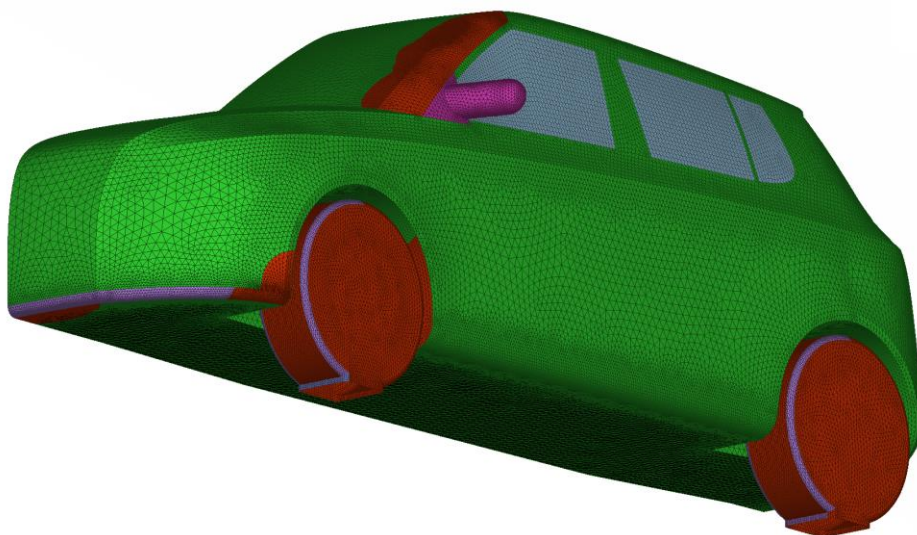
Po vytvoření sítě byl spuštěn prvotní výpočet, dokud nedošlo k ustálení proudu ze vstupu, kdy byla v několika časových krocích kontrolována skutečná hodnota  $y^+$  (obr. 10.7).





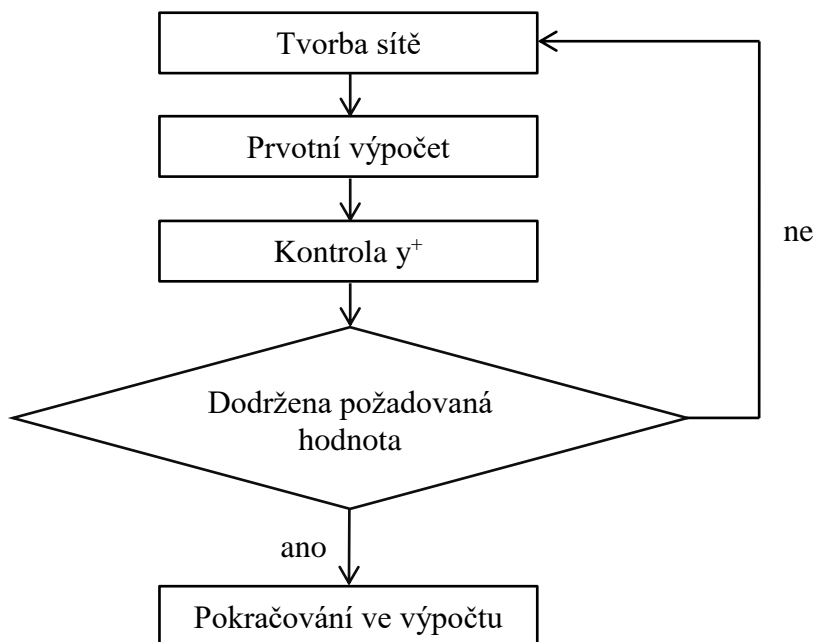
Obr. 10.7 – Vypočtená hodnota  $y^+$  na původní síti

Místa, kde byla hodnota  $y^+$  příliš velká, odpovídá lokacím, kde dochází k nárůstu rychlosti proudu, což odpovídá vztahu (10.15). Snížení výšky první vrstvy elementů na celém tělese by bylo velmi nepraktické, protože se jedná pouze o lokální problém. Za tímto účelem byla, při nezměněné povrchové síti, vytvořena místa, ve kterých se lokálně snižovala výška první prizmatické vrstvy (obr. 10.8).



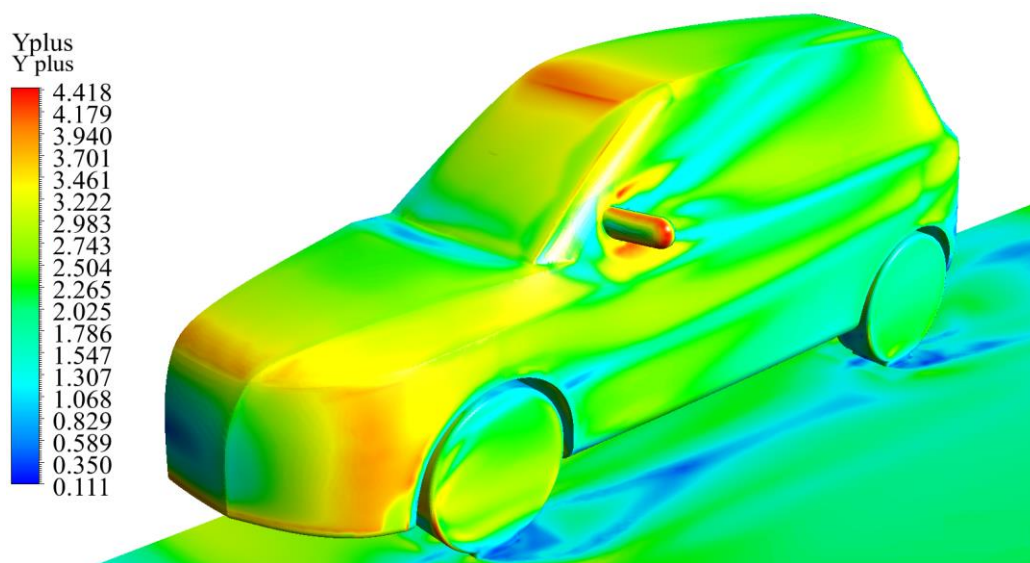
Obr. 10.8 – Síť na povrchu karoserie s červeně a fialově označenými místy, kde došlo ke snížení výšky první prizmatické vrstvy

Výška byla snižována pouze o malou hodnotu, tudíž bylo vždy nutné provést několik iterací. Celý proces můžeme znázornit algoritmem uvedeným na obr. 10.9.



Obr. 10.9 – Algoritmus úpravy prizmatických vrstev

Na obr. 10.10 je zobrazeno rozložení  $y^+$  na výsledné síti, se kterou byla provedena konečná CFD simulace. Celkový počet elementů se v důsledku lokálního snižování výšky první vrstvy prizmatické vrstvy téměř neměnil. Původní síť konečných objemů obsahovala 3 165 548 elementů a konečná 3 249 298 elementů.



Obr. 10.10 – Vypočtená hodnota  $y^+$  na výsledné síti použité k simulaci

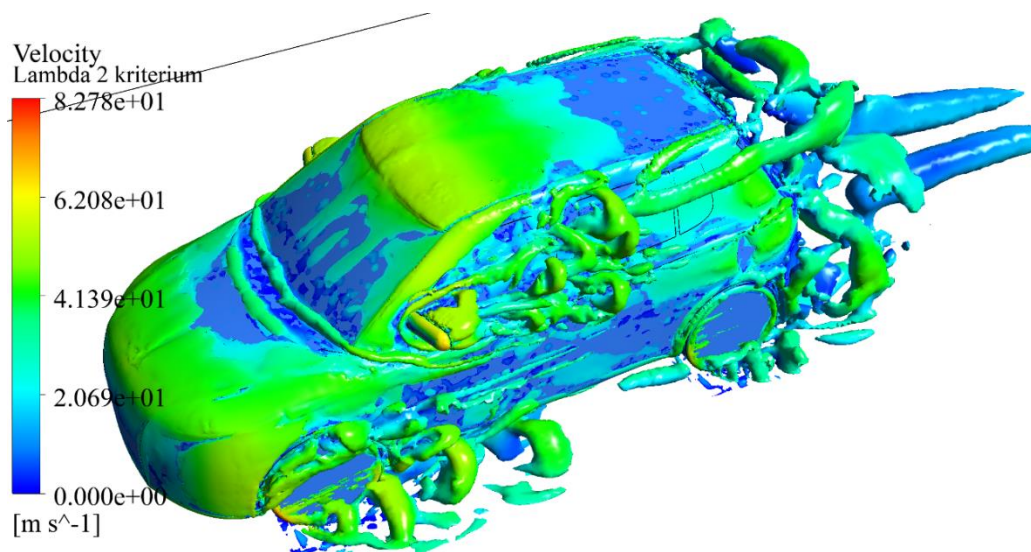
### 10.3 Výsledky výpočtu proudění a jejich analýza

V této podkapitole jsou uvedeny výsledky z jednotlivých CFD simulací. Pro výpočtové modelování proudění kolem modelu geometrie celého automobilu byl použit model turbulence

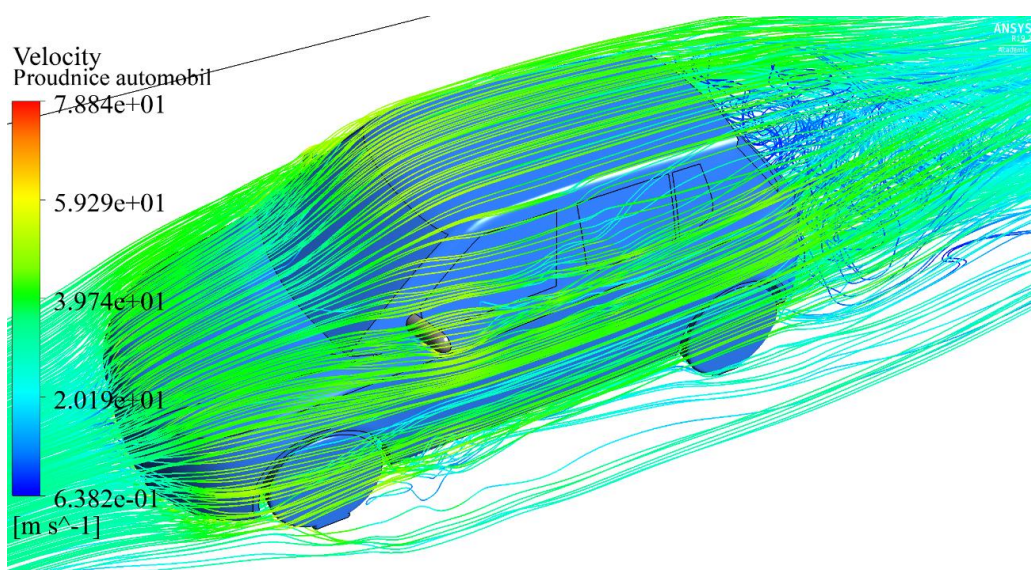
DES/SST  $k-\omega$ . V případě výpočtového modelování proudění kolem modelu geometrie poloviny automobilu byl použit model turbulence DES/SST  $k-\omega$  a DES/S-A.

### 10.3.1 Výsledky ze CFD simulace kolem modelu celého automobilu, model DES/SST $k-\omega$

Na obr. 10.11 jsou znázorněny vírové struktury kolem automobilu v čase 0,05 s. Lze si všimnout, že vírové struktury jsou již plně vyvinuty za zpětným zrcátkem automobilu, ale za automobilem tomu tak není. K vyhodnocení vírových struktur bylo použito  $\lambda_2$  kritérium, o kterém je možné dohledat podrobnosti v článku [34], jehož izoplocha byla znázorněna barvou odpovídající rychlosti proudění.



Obr. 10.11 – Vírové struktury kolem celého automobilu podle  $\lambda_2$  kritéria pro čas 0,05 s, barvou označena rychlost proudění



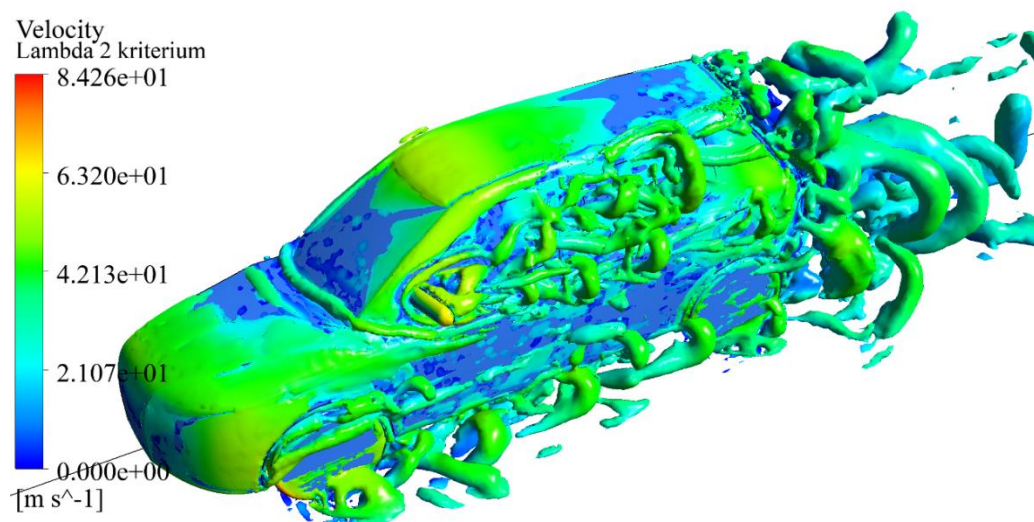
Obr. 10.12 – Proudnice kolem modelu celého automobilu po inicializaci výpočtu, barvou označena rychlost proudění



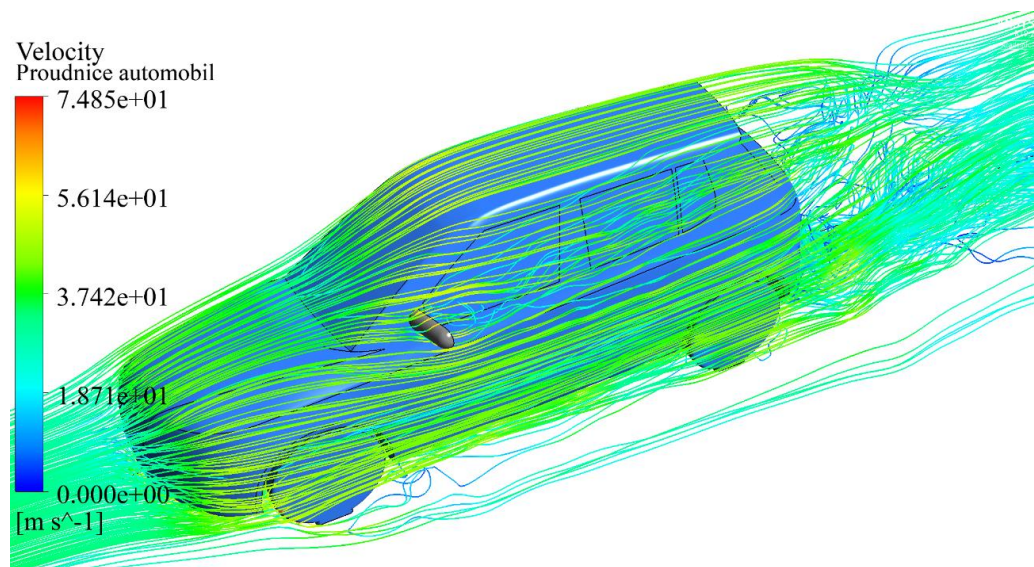
Na obr. 10.12 lze vidět proudnice kolem modelu celého automobilu, pro který byl pouze inicializován výpočet. Z obrázku je patrné, že proudnice za automobilem, bočním zrcátkem a předním kolem automobilu je ovlivněna vířivostí.

### 10.3.2 Výsledky ze CFD simulace při modelování poloviny výpočetní domény, model DES/SST $k-\omega$

Na obr. 10.13 jsou zobrazeny vírové struktury pomocí izoploch se stejnou hodnotou  $\lambda_2$  kritéria jako v předchozím případě (obr. 10.11). Z porovnání obr. 10.13 s obr. 10.11 vyplývá, že oblast kolem bočního zrcátka a předního kola automobilu je velmi podobná. V tomto případě je turbulence za automobilem již plně vyvinuta. Obrázky uvedené dále jsou pro koncový čas simulace 1,05 s.



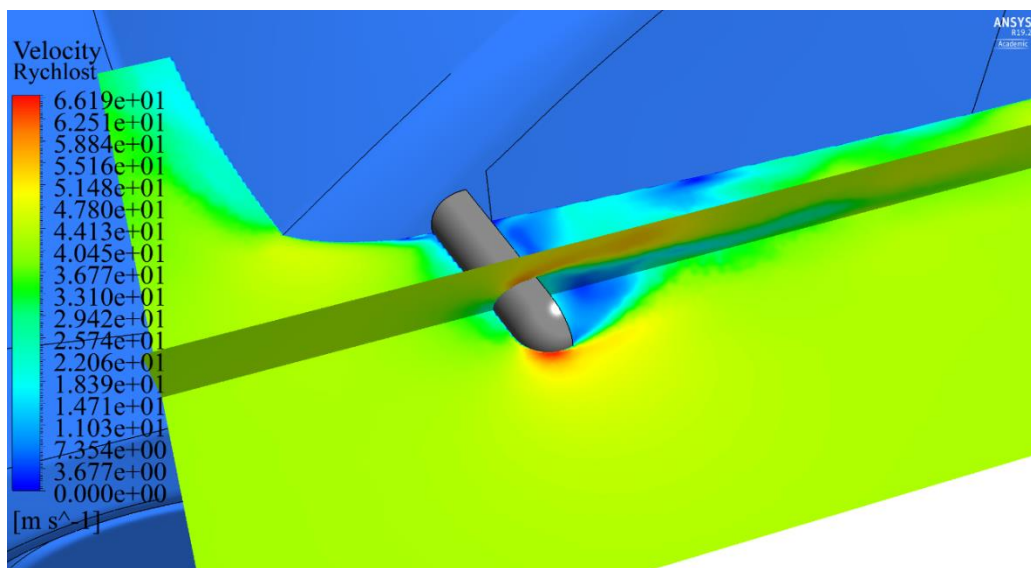
Obr. 10.13 – Vírové struktury kolem modelu poloviny automobilu podle  $\lambda_2$  kritéria pro čas 1,05 s, barvou označena rychlost proudění



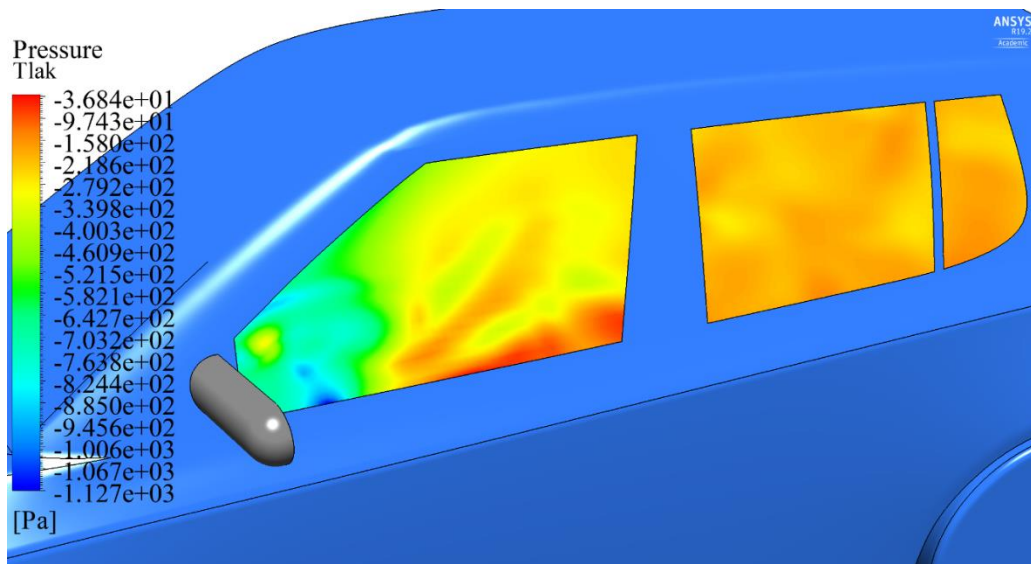
Obr. 10.14 – Proudnice kolem poloviny modelu automobilu (DES/SST  $k-\omega$ ) pro čas 1,05 s

Na obr. 10.14 lze vidět proudnice kolem modelu geometrie poloviny automobilu. Porovnáním obr. 10.14 s obr. 10.12 můžeme dojít k závěru, že v případě modelování celého automobilu dochází k míšení proudu v rovině symetrie, čemuž je při modelování pouze poloviny domény zabráněno. To bude mít vliv na koeficient odporu automobilu. Proudnice v přední části automobilu a zejména kolem bočního zrcátka se zdá být neovlivněna. V případě, pokud nás zajímá obtékání bočního zrcátka, tak je možné modelovat pouze polovinu domény.

Na obr. 10.15 je znázorněno rozložení rychlostí kolem bočního zrcátka automobilu, za kterým je vidět velký úplav, který bude mít vliv na odporový koeficient samotného zrcátka.

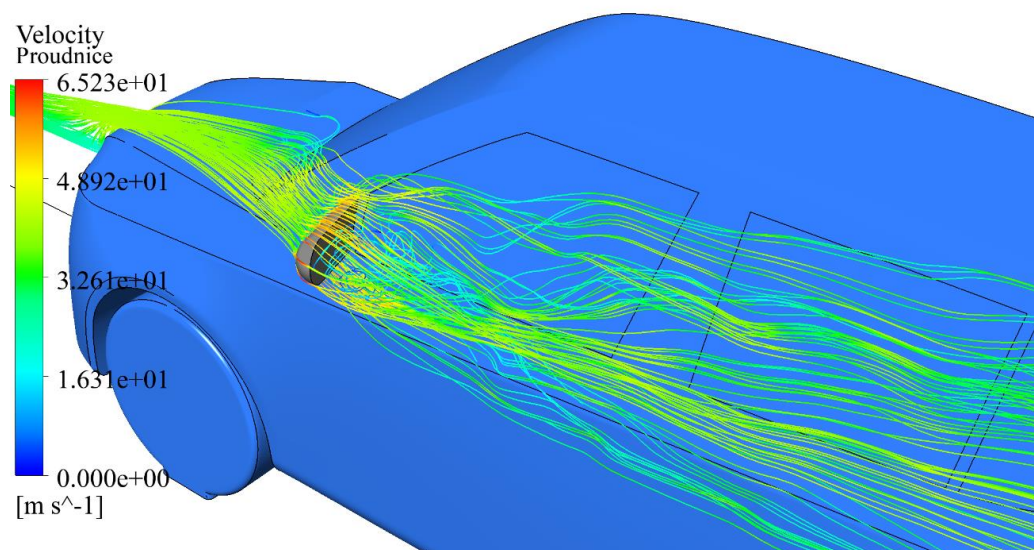


Obr. 10.15 – Rozložení rychlosti proudění kolem zrcátka (DES/SST k- $\omega$ ) pro čas 1,05 s



Obr. 10.16 – Rozložení tlaku na oknech automobilu (DES/SST k- $\omega$ ) pro čas 1,05 s

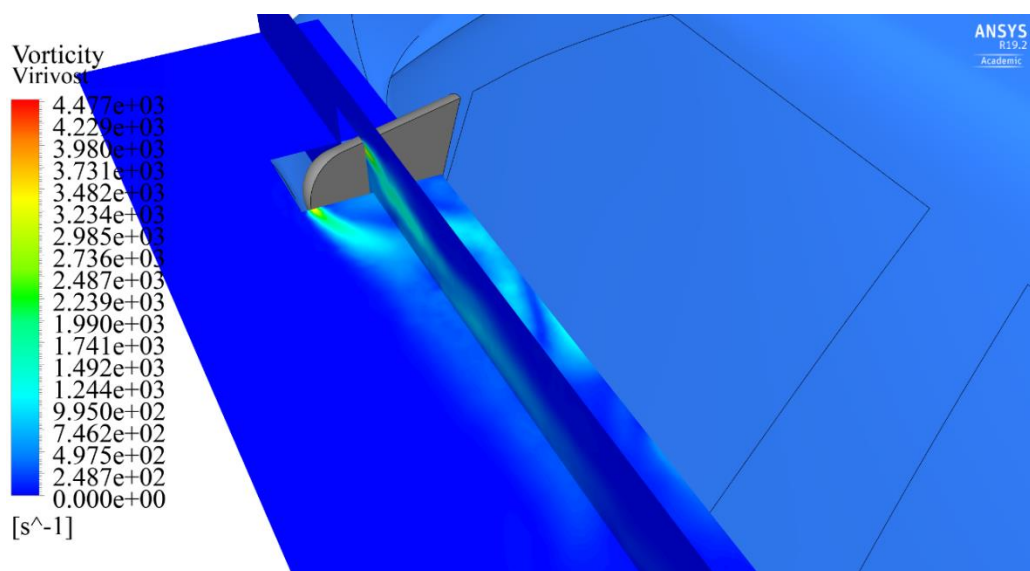
Na obr. 10.16 je zobrazeno rozložení tlaku na bočních oknech automobilu. Z výsledků vyplývá, že největší fluktuace tlaku jsou na předním okně automobilu, toto okno bude hlavním zdrojem hluku uvnitř kabiny.



Obr. 10.17 – Proudnice kolem zrcátka (DES/SST k- $\omega$ ) pro čas 1,05 s

Dle trajektorie proudnic znázorněných na obr. 10.14 a obr. 10.17 vyplývá, že u navrženého modelu geometrie automobilu nedochází k výraznému ovlivnění proudu kolem A-sloupku. To je způsobeno tím, že nebylo modelováno vsazení oken.

Na obr. 10.18 je vidět vírová řada, která se odtrhává od zrcátka a proudí dále kolem automobilu. Tato vírová řada má za následek vznik aerodynamického hluku, který se přenáší na boční okno automobilu. Rozložení vířivosti odpovídá rozložení vírových struktur (obr. 10.13).

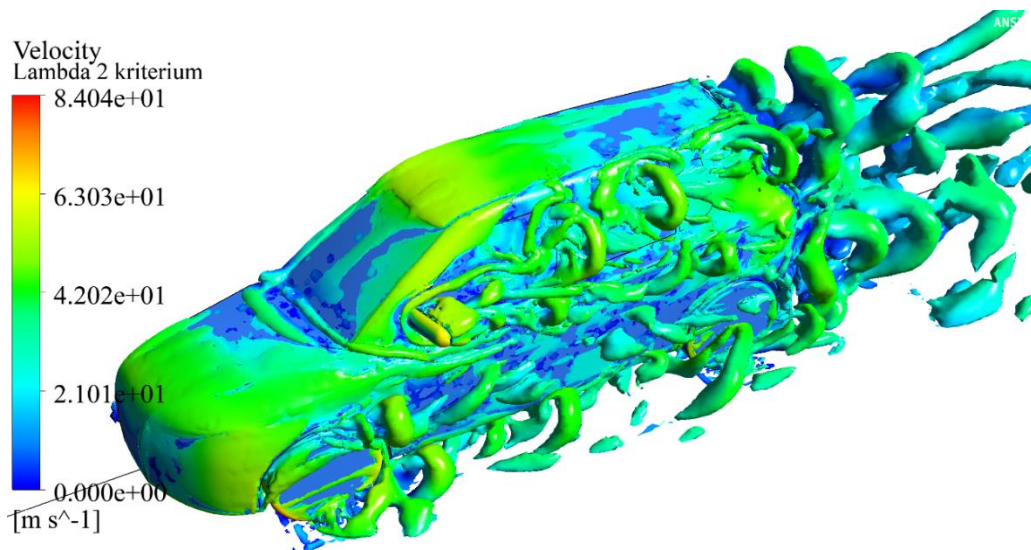


Obr. 10.18 – Vířivost za zrcátkem (DES/SST k- $\omega$ ) pro čas 1,05 s

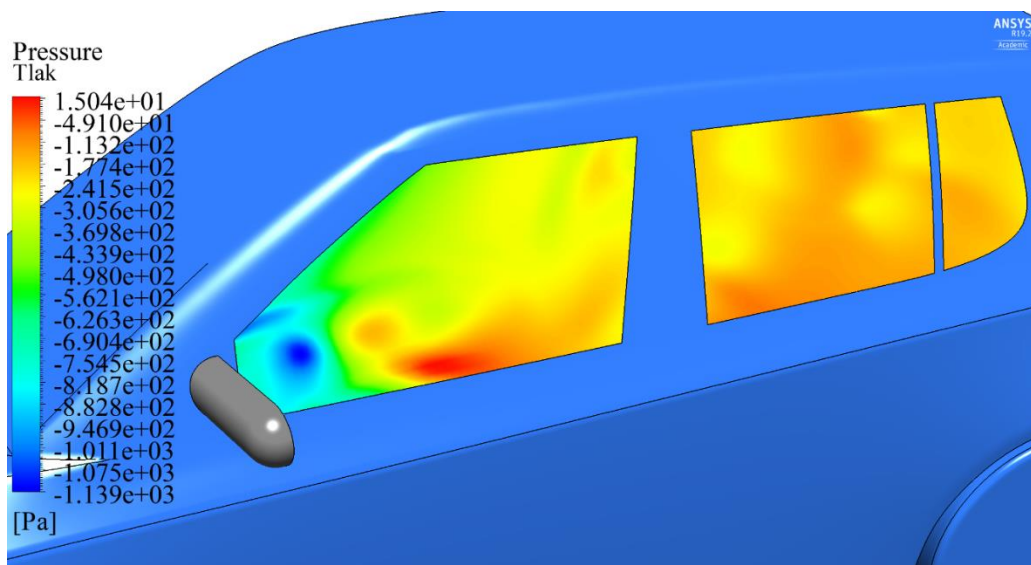


### 10.3.3 Výsledky ze CFD simulace při modelování poloviny výpočetní domény, model DES/S-A

Na obr. 10.19 jsou zobrazeny vírové struktury pomocí  $\lambda_2$  kritéria kolem poloviny modelu automobilu v čase 1,05 s. Při porovnání obr. 10.13 s obr. 10.19 je patrné, že vírové struktury se částečně liší za automobilem, ale oblast kolem zrcátka je v dobré shodě. Na obr. 10.20 až obr. 10.22 jsou dále zobrazeny stejné typy výsledků jako pro předchozí model turbulence. Na základě porovnání výsledků lze konstatovat, že nebyl shledán zásadní rozdíl mezi jednotlivými modely turbulence. Pro určení, který model turbulence je přesnější, by bylo nutné mít k dispozici naměřená experimentální data.



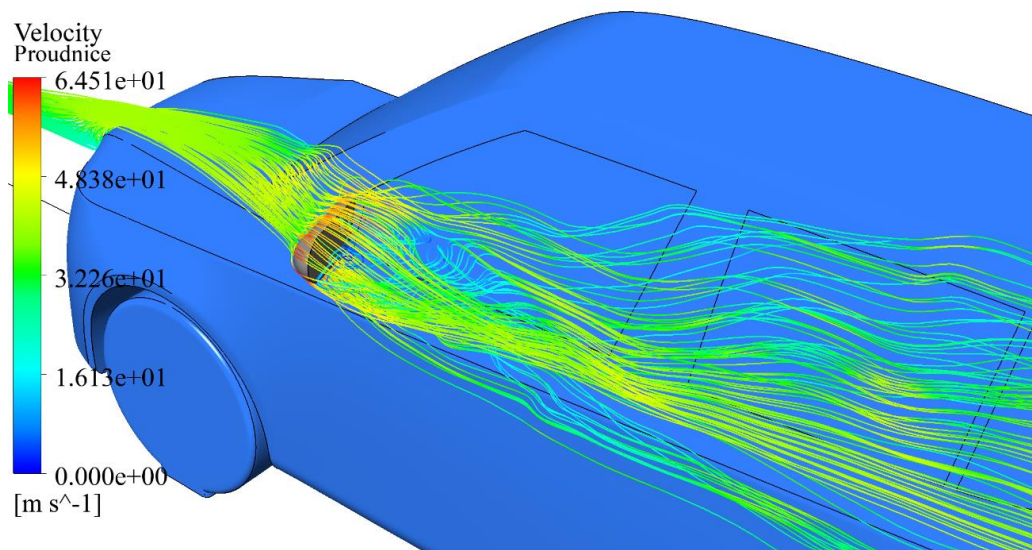
Obr. 10.19 – Vírové struktury kolem modelu poloviny automobilu (DES/S-A) pro čas 1,05 s, barvou označena rychlost proudění.



Obr. 10.20 – Rozložení tlaku na oknech automobilu (DES/S-A) pro čas 1,05 s

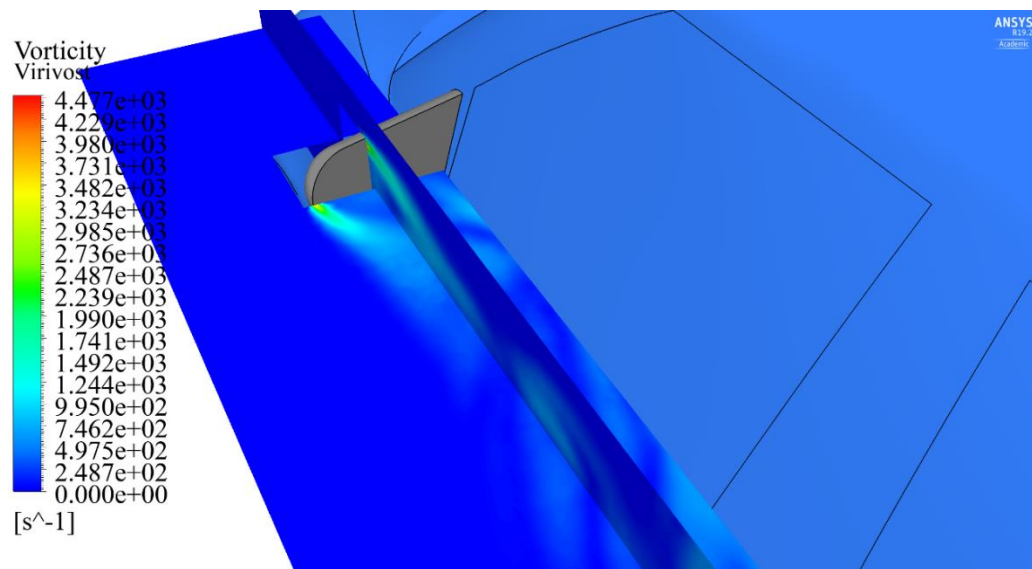


Na Obr. 10.20 je možné pozorovat, že maximální hodnota tlaku je o něco vyšší. To je způsobeno tím, že rozložení tlaků na okně osciluje v závislosti na čase a záleží na tom, je-li průběh v aktuálním čase v oblasti maxima nebo minima. Fluktuace tlaku jsou taktéž největší na předním skle automobilu.



Obr. 10.21 – Proudnice kolem zrcátka (DES/S-A) pro čas 1,05 s

Na obr. 10.21 jsou znázorněny proudnice kolem zrcátka, jejichž průběh je ve velmi dobré shodě s předchozím modelem turbulence na obr. 10.17.

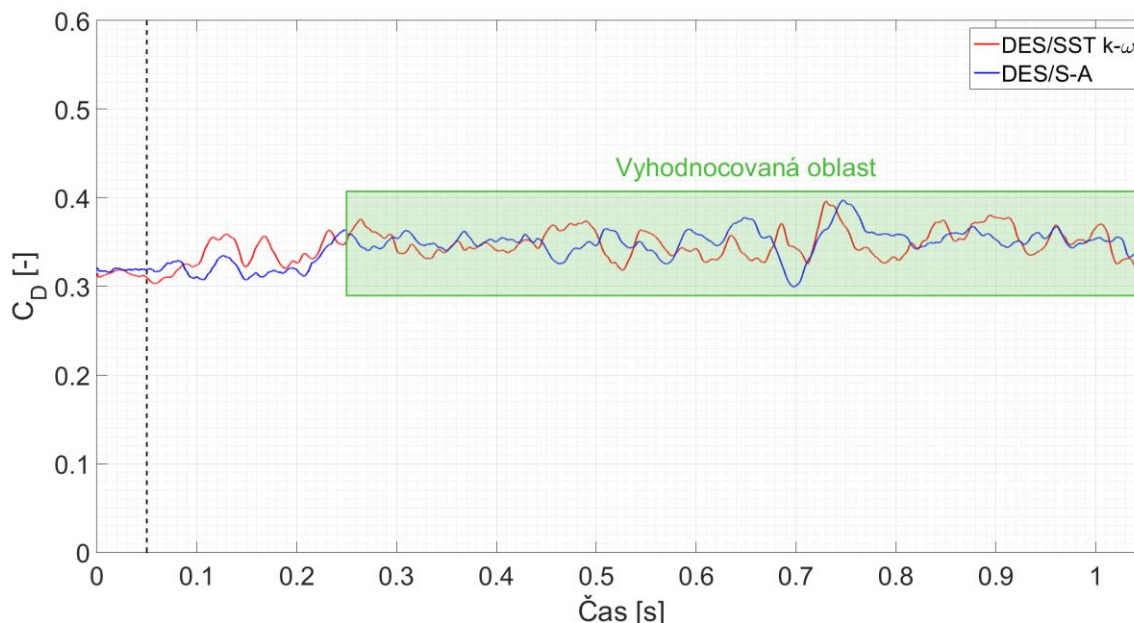


Obr. 10.22 – Vířivost za zrcátkem (DES/S-A) pro čas 1,05 s

Dle Obr. 10.22 dochází za zrcátkem taktéž ke vzniku vírové řady, která má za následek vznik aerodynamického hluku, který se přenáší na boční okno automobilu.

### 10.3.4 Stanovení odporových koeficientů

Po dokončení simulací byl vyhodnocován odporový koeficient. Vyhodnocení bylo provedeno pouze pro CFD simulace, ve kterých byla modelována pouze polovina výpočetní domény. Na obr. 10.23 je uveden průběh odporového koeficientu v čase, který vykazuje jisté oscilace, což je dáno proměnností proudu v čase. Svislou čarou je označen čas, od kterého bylo ukládáno rozložení tlaků na bočních oknech automobilu, neboť v tomto čase již byla turbulence za zpětným zrcátkem plně vyvinuta. V případě oblasti za automobilem tomu tak nebylo, o čemž vypovídá průběh koeficientu odporu.



Obr. 10.23 – Odporové koeficienty

Na obr. 10.23 jsou zeleně označeny hodnoty, ze kterých byl vyhodnocován výsledný odporový koeficient na základě jejich střední hodnoty. Výsledné koeficienty odporu jsou uvedeny v tab. 10.3.

Model turbulence	Odporový koeficient [–]
DES/SST k- $\omega$	0,349
DES/S-A	0,351
Procentuální rozdíl	0,573 %

Tab. 10.3 – Odporové koeficienty pro použité modely turbulence

Odporový koeficient běžných automobilů se pohybuje v rozmezí 0,3~0,5 [35].

### 10.3.5 Velikost sítě a výpočetní čas

V tab. 10.4 jsou uvedeny počty elementů jednotlivých sítí konečných objemů, jež byly použity pro simulace proudění.

Model turbulence	Počet elementů
DES/SST k- $\omega$	3 249 298
DES/S-A	3 255 060

Tab. 10.4 – Počet elementů modelu pro jednotlivé modely turbulence

V následující tab. 10.5 je uveden výpočetní čas, během kterého bylo ukládáno rozložení tlaků na bočních oknech automobilu. Není tedy zahrnut čas, který byl věnován úpravě sítě (viz. podkapitola 10.2.5) a inicializaci výpočtu.

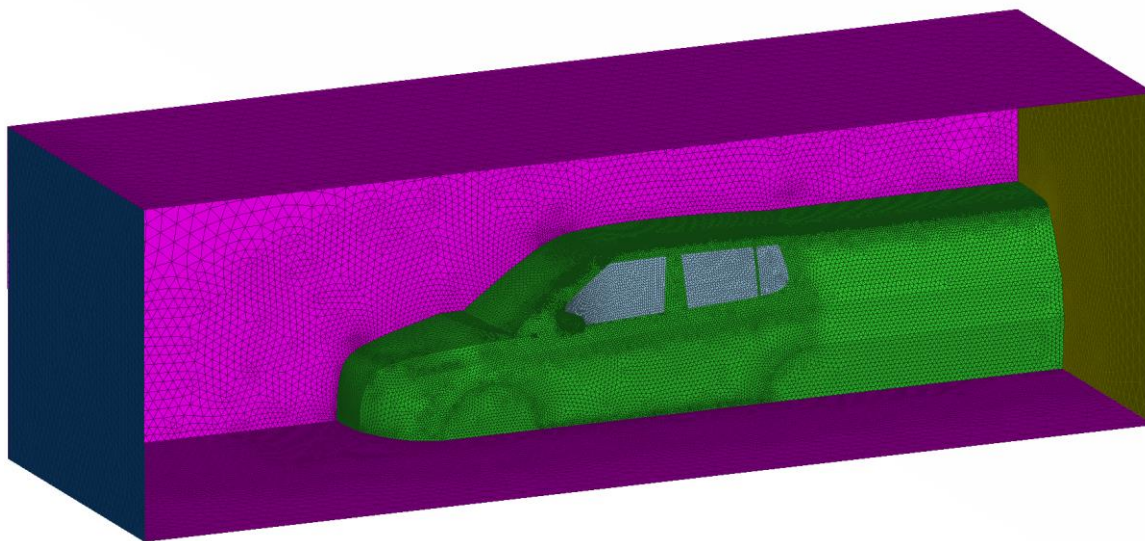
Model turbulence	Výpočetní čas [hod.]
DES/SST k- $\omega$	422
DES/S-A	339

Tab. 10.5 – Výpočetní čas

Na základě uvedeného výpočetního času a dobré shodě výsledků obou modelů byl pro další výpočty použit model turbulence DES/S-A.

### 10.3.6 Diskuze možností zjednodušení domény

Z výsledků je patrné, že vířivost kolem oken je způsobena bočním zrcátkem. Na základě toho byl proveden pokus o zmenšení výpočetní domény (obr. 10.24). Jelikož za automobilem musí dojít k ustálení proudu, což vyžaduje velkou výpočetní oblast, byla zadní část karoserie automobilu protažena až do konce. Tento pokus ale vedl k divergenci ve výpočtu. V důsledku toho byl zmenšován relaxační faktor, čímž se zvyšoval výpočetní čas, který byl nakonec téměř shodný s výpočetním časem jako při modelování celé poloviny výpočetní domény.



Obr. 10.24 – Zjednodušená výpočetní doména

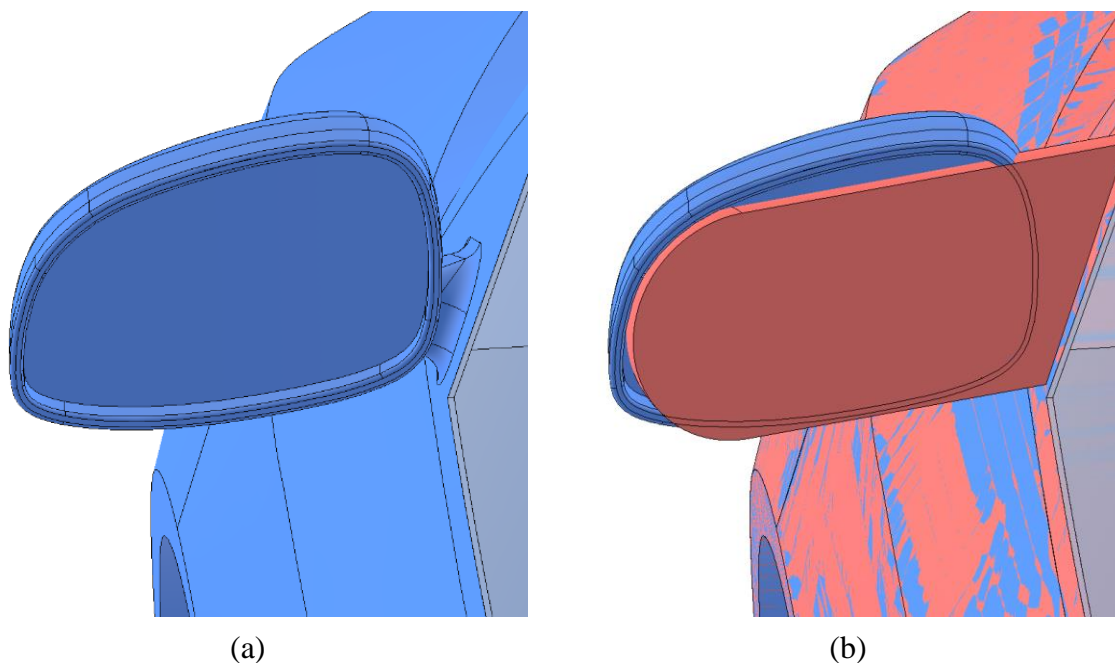
## 11 Realizace výpočtového modelování proudění kolem modelu zpětného bočního zrcátka automobilu s uchycením

V této kapitole budou uvedeny výsledky ze CFD simulace kolem upravené geometrie bočního zrcátka automobilu. Výpočet proudění bude proveden jak pro nestlačitelné, tak stlačitelné proudění. Výsledky z nestlačitelného proudění budou použity pro porovnání s předchozím modelem geometrie.

Stlačitelné proudění bylo uvažováno z toho důvodu, že u nestlačitelného proudění jsme schopni zachytit pouze konvektivní (vířivou) složku turbulence, která vzniká v důsledku nárazu proudu vzduchu na překážku. Druhou složkou, kterou jsme schopni zachytit pouze při modelování proudění jako stlačitelného, je složka akustická, která odpovídá konvektivní rychlosti, což je pohyb vírů po skle [36].

### 11.1 Model geometrie upraveného bočního zrcátka

Model geometrie bočního zrcátka byl vytvořen na základě výsledků z předchozích CFD simulací. Na obr. 10.20 je dobře patrné velké ovlivnění proudu v místě připojení zrcátka ke karoserii. Z toho důvodu byl vytvořen na zrcátku úchyt. Porovnání geometrie původního a upraveného modelu geometrie bočního zrcátka je uvedeno na obr. 11.1.

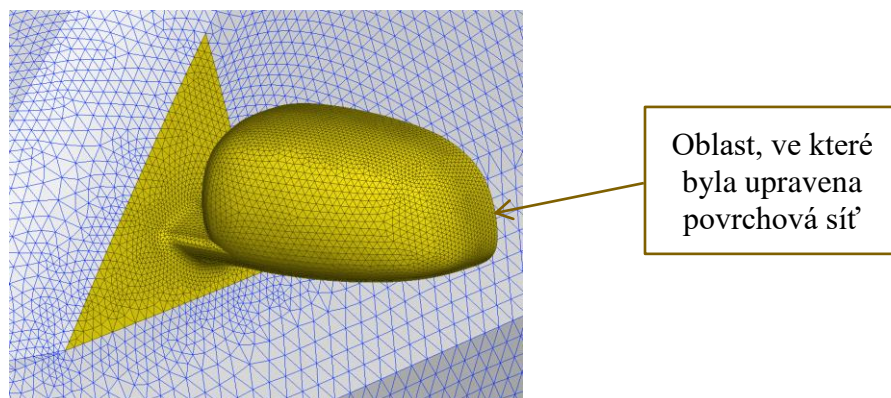


Obr. 11.1 – (a) Model geometrie upraveného bočního zrcátka, (b) porovnání s původní geometrií

### 11.2 Síť konečných objemů a krajové podmínky

Síť konečných objemů byla vytvořena stejným způsobem, jako v podkapitole 10.2. Při její tvorbě bylo cílem, aby došlo k co nejmenší změně povrchové sítě. Na základě toho byla nahrazena pouze geometrie bočního zpětného zrcátka, na které byla vytvořena nová povrchová síť. Oblast, které se úpravy dotkly, je zobrazena na obr. 11.2.





Obr. 11.2 – Oblast, kde byla upravena povrchová síť

V případě CFD simulace při uvažování nestlačitelného proudění bylo použito stejné nastavení jako v přechozích případech.

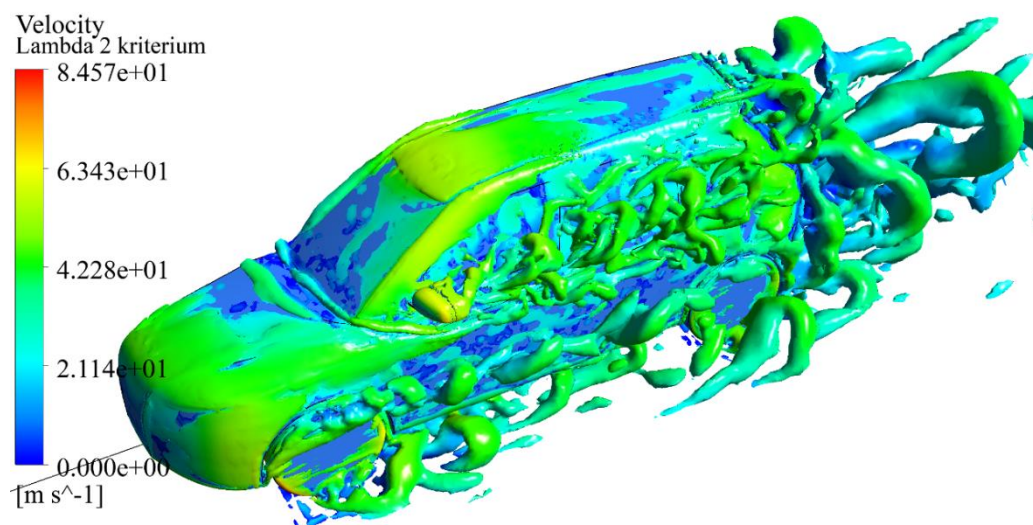
Pro stlačitelné proudění byla uvažována ideální tekutina a taktéž byla změněna okrajová podmínka na vstupu z Velocity inlet na Mass flow inlet. To bylo provedeno z toho důvodu, že u nestlačitelného proudění je hustota tekutiny konstantní, zatímco u stlačitelného tomu tak není [16]. Přepočet byl proveden dle vztahu [25]

$$\dot{m} = \rho v S = 1,255 \cdot 38.89 \cdot 32 = 1561,82 \text{ kg/s} \quad (11.1)$$

kde  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] značí hustotu tekutiny na vstupu,  $v$  [m/s] rychlost proudu a  $S$  [m<sup>2</sup>] obsah plochy na níž je okrajová podmínka předepsána.

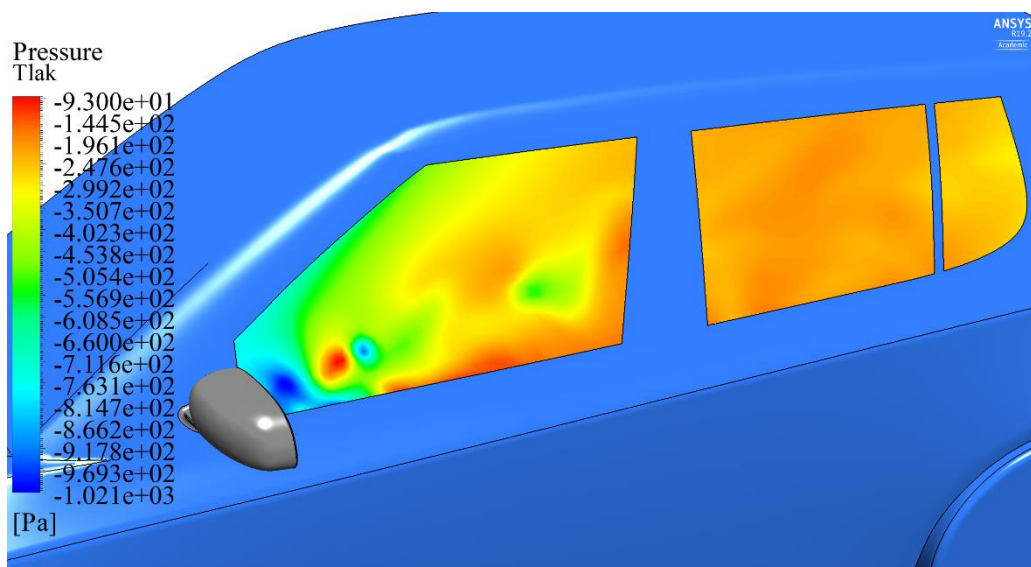
### 11.3 Výsledky ze CFD simulace pro nestlačitelné proudění

Na obr. 11.3 jsou zobrazeny vírové struktury pomocí stejné hodnoty  $\lambda_2$  kritéria. Z porovnání obr. 10.19 s obr. 11.3 je patrné, že vírové struktury jsou více koncentrované za zpětným zrcátkem.



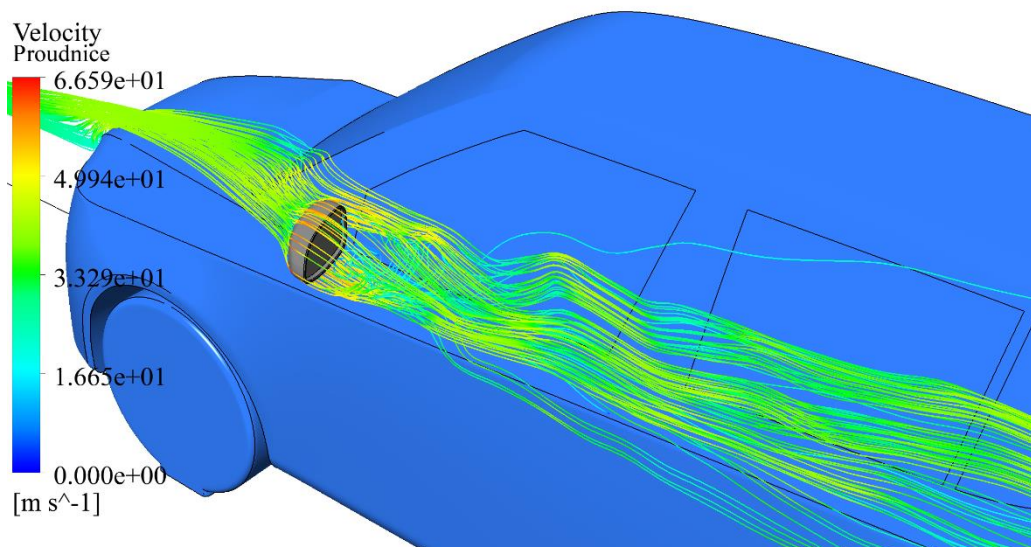
Obr. 11.3 – Vírové struktury (nestlačitelné proudění) v čase 1,05 s

Na obr. 11.4 můžeme vidět fluktuace tlaku, které dosahují řádově stejných hodnot jako u původního modelu geometrie. Největší fluktuace, jsou opět na předním okně automobilu, ale vyskytují se v blízkosti uložení okna v karoserii.



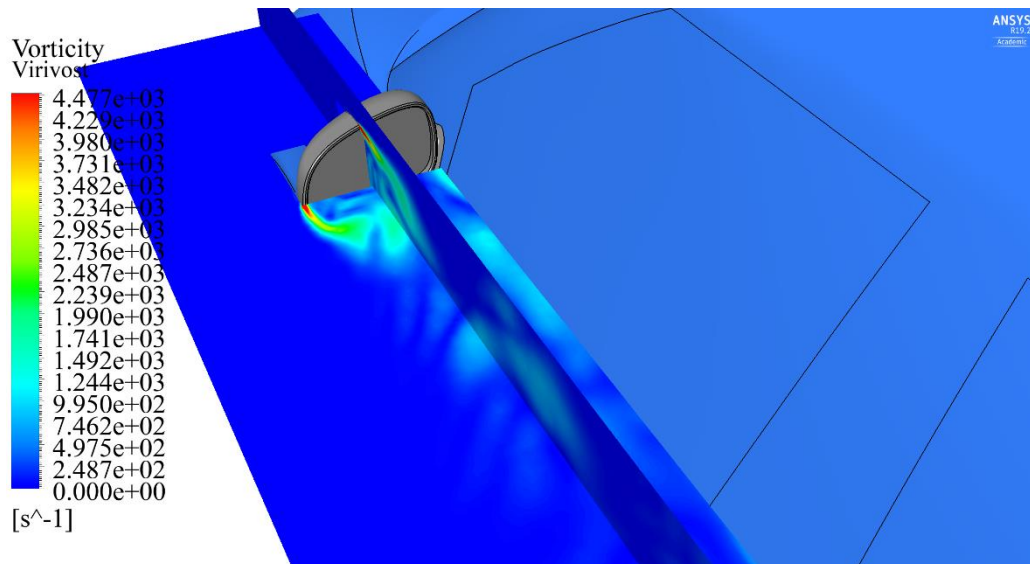
Obr. 11.4 – Rozložení tlaku na oknech automobilu (nestlačitelné proudění) pro čas 1,05 s

Z obr. 11.5 vyplývá, že proudnice za zrcátkem jsou stále ovlivněny vířením, ale nemají takový rozptyl, což odpovídá obr. 11.3. Kolem A-sloupku dochází k nárůstu rychlosti proudění a díky vzniklé mezeře mezi karoserií a zpětným zrcátkem nedochází ke zpomalování proudu.



Obr. 11.5 – Proudnice kolem zrcátka (nestlačitelné proudění) pro čas 1,05 s

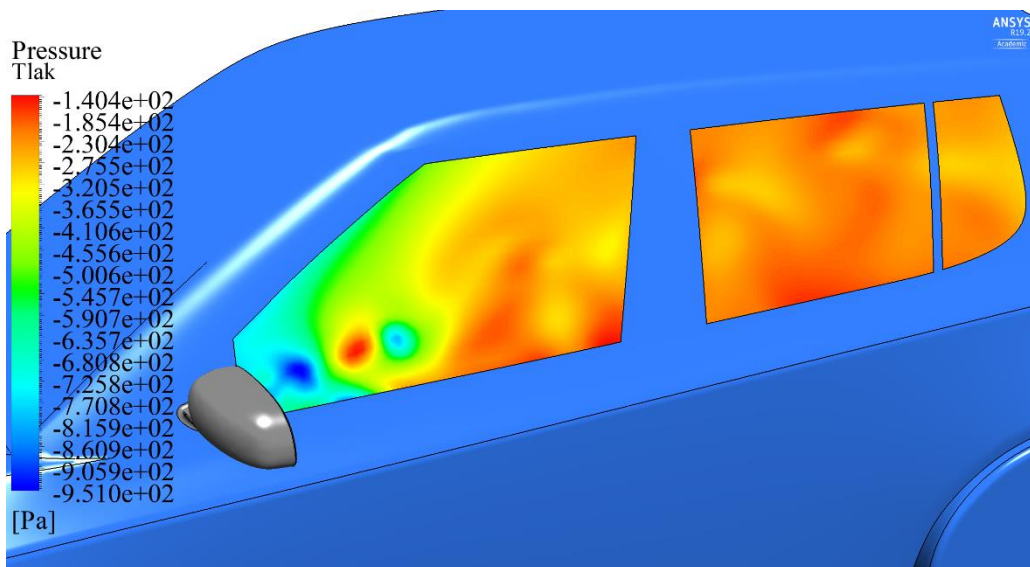
Dle obr. 11.6 došlo za zpětným zrcátkem k nárůstu vířivosti a bylo vhodné provést další úpravu geometrie, což z časových důvodů nebylo provedeno. Konečně posouzení, zda úprava geometrie vedla ke snížení či zvýšení hladiny akustického tlaku uvnitř kabiny bude provedeno v poslední kapitole této práce.



Obr. 11.6 – Vířivost za zrcátkem (nestlačitelné proudění) pro čas 1,05 s

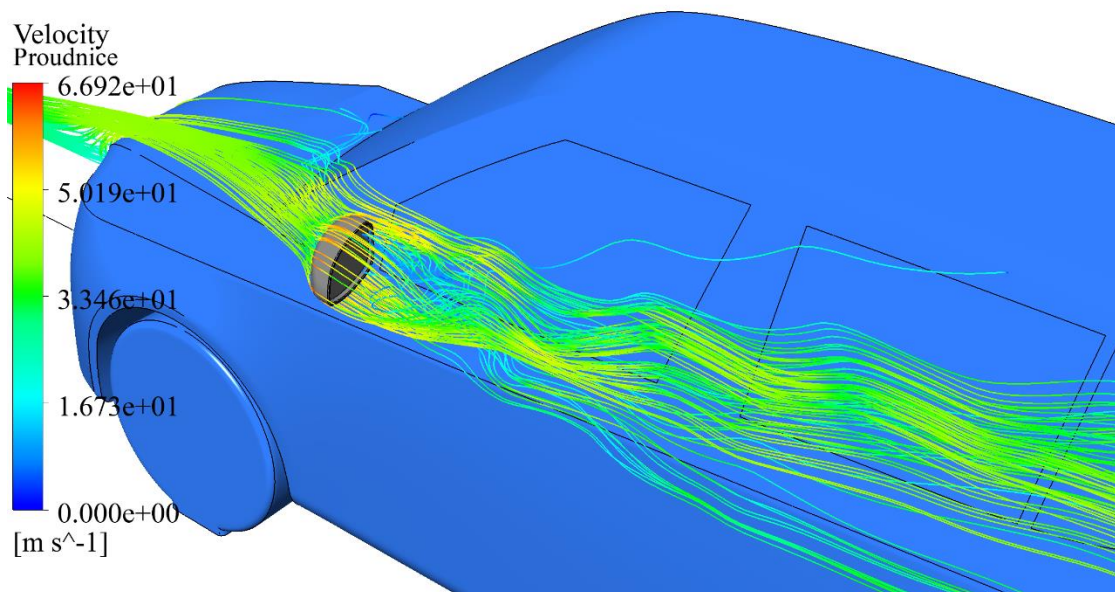
#### 11.4 Výsledky ze CFD simulace pro stlačitelné proudění

Na obr. 11.7 až obr. 11.9 jsou dále zobrazeny stejné typy výsledků jako pro předchozí model s nestlačitelným prouděním. Nebyl shledán zásadní rozdíl mezi výsledky pro stlačitelné a nestlačitelné proudění. Posouzení, zda se podařilo zachytit akustickou složku, bude uvedeno dále. K tomu, aby bylo možné zachytit akustickou složku je nutné, aby výpočetní síť byla velmi jemná, což nebylo možné na dostupném hardware provést. Případně se může projevit při vyšších frekvencích, než je počítáno v následné akustické analýze.

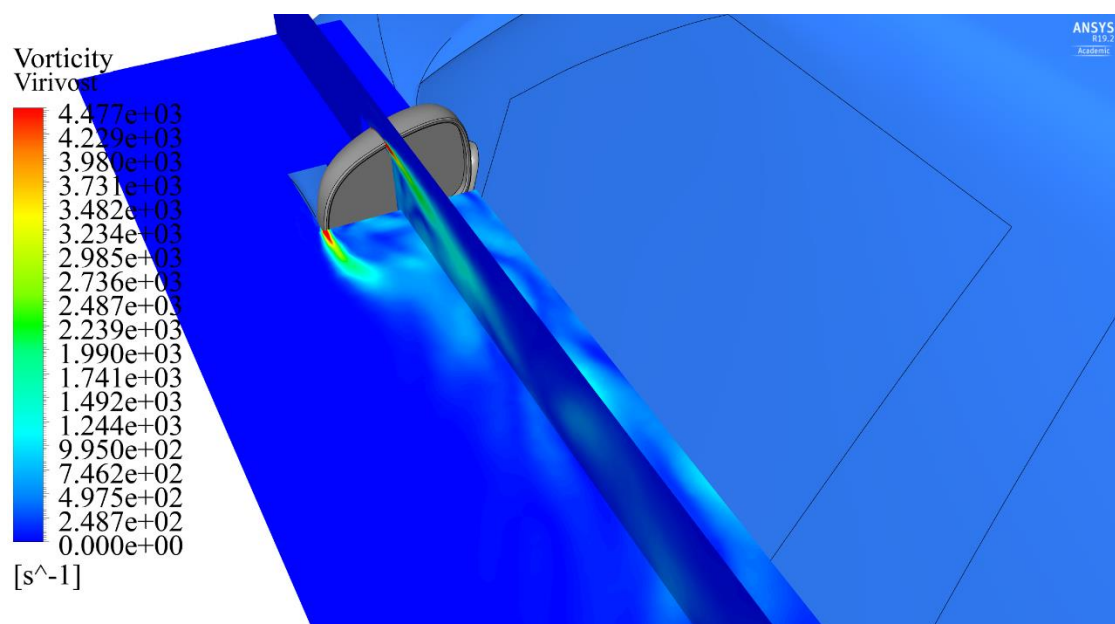


Obr. 11.7 – Rozložení tlaku na oknech automobilu (stlačitelné proudění) pro čas 1,05 s





Obr. 11.8 – Proudnice kolem zrcátka (stlačitelné proudění) pro čas 1,05 s



Obr. 11.9 – Vířivost za zrcátkem (stlačitelné proudění) pro čas 1,05 s



### 11.5 Odporové koeficienty, velikost sítě a výpočetní čas

Odporové koeficienty byly určovány stejným způsobem jako v předchozím případě a jsou uvedeny v tab. 11.1.

Proudění	Odporový koeficient [–]
Nestlačitelné	0,352
Stlačitelné	0,361
Procentuální rozdíl	2,557 %

Tab. 11.1 – Odporový koeficient pro nestlačitelné a stlačitelné proudění

Při porovnání tab. 11.1 s tab. 10.3 je patrné, že došlo ke zvýšení odporového koeficientu celého automobilu, tudíž navržený tvar zrcátka není nejvhodnější. Z výsledků taktéž vyplývá, že v případě, kdy bylo proudění modelováno jako stlačitelné, došlo k navýšení odporového koeficientu.

Pro CFD simulaci stlačitelného i nestlačitelného proudění byla použita stejná síť konečných objemů. Počet elementů této sítě společně s výpočetním časem je uveden v následující tabulce (tab. 11.2).

Počet elementů	Proudění	Výpočetní čas [hod.]
3 715 044	Nestlačitelné	395
	Stlačitelné	591

Tab. 11.2 – Počet elementů modelu a výpočetní čas

V případě CFD simulace, kdy byla uvažována stlačitelnost tekutiny, byl výpočetní čas výrazně delší. To je způsobeno tím, že je potřeba řešit vliv objemové stlačitelnosti.

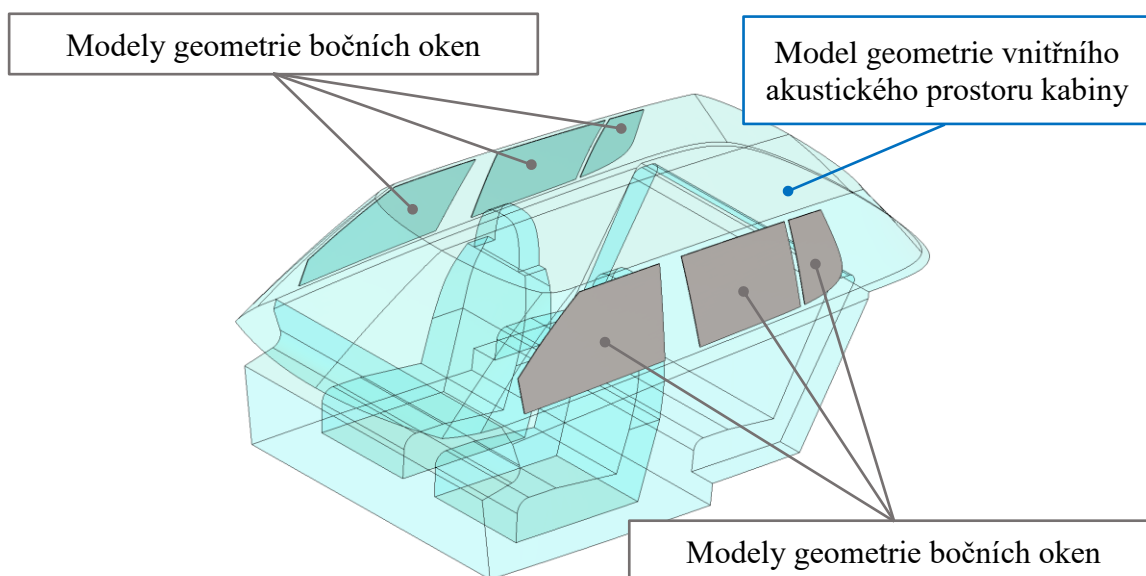
## 12 Výpočtové modelování hluku uvnitř kabiny automobilu

Tato kapitola se zabývá výpočtovým modelováním hluku uvnitř kabiny automobilu, který vzniká v důsledku fluktuací tlaku na bočních oknech automobilu. Tyto fluktuace tlaku byly získány z provedených CFD simulací, které byly prezentovány v předchozích kapitolách 10 a 11.

Výpočtové modelování hluku uvedené v této kapitole bylo provedeno od frekvence 20 Hz (počátek slyšitelné oblasti) do 500 Hz, což je frekvence, pro kterou byla vytvořena síť konečných objemů.

### 12.1 Model geometrie pro výpočtové modelování hluku

Pro výpočtové modelování hluku uvnitř kabiny automobilu byl použit model geometrie, který se skládá z modelů geometrie bočních oken automobilu a vnitřního akustického prostoru kabiny (obr. 12.1).



Obr. 12.1 – Model geometrie pro výpočtové modelování hluku

### 12.2 Charakteristiky vzduchu a model materiálu skel

Vzduch uvnitř kabiny automobilu byl uvažován jako neproudící, nerotující a neviskózní s proměnnou hustotou po prostoru (stačitelný), který můžeme popsat pomocí linearizované Eulerovy rovnice (vlnová rovnice), rovnice kontinuity a charakteristikami vzduchu, které jsou uvedeny v tab. 12.1.

Charakteristika vzduchu	Značení	Hodnota
Hustota	$\rho$	1,204 kg/m <sup>3</sup>
Rychlost šíření zvuku	$c$	343,24 m/s

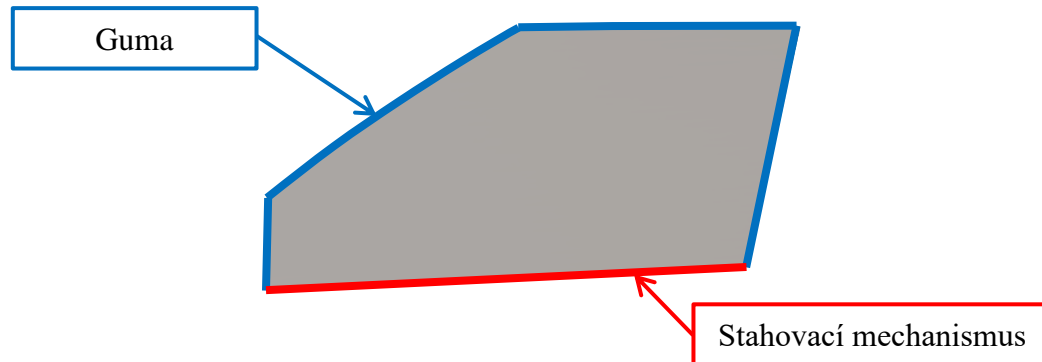
Tab. 12.1 – Zvolené charakteristiky vzduchu

Model materiálu skel bočních oken automobilu byl uvažován jako izotropní a elastický, který je popsán charakteristikami uvedenými v tab. 10.1.

### 12.3 Okrajové podmínky

Pro řešení pomocí výpočtového modelování je nutné na strukturní část modelu, kterou jsou boční okna automobilu, předepsat takové okrajové podmínky, aby byla pevně vázána v prostoru.

Okna automobilu jsou ze spodní části uložena ve stahovacím mechanismu, který má určitou tuhost. Z boku a shora jsou uloženy v gumě (obr. 12.2), což je hyperelastický materiál, který je téměř nestlačitelný.

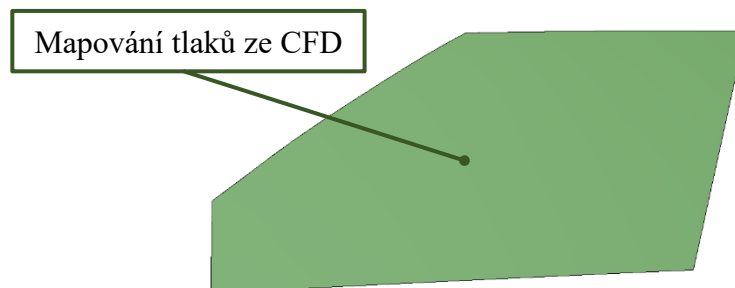


Obr. 12.2 – Uložení oken

Jelikož uložení oken nebylo modelováno, tak byla okrajová podmínka zjednodušena na vetknutí, které bylo předepsáno po celém obvodu všech oken.

Aktivací modelu jsou fluktuace tlaku na oknech automobilu, které byly získány z předešlé CFD simulace. Frekvenčně závislé rozložení tlaků bylo předepsáno na vnější povrch jednotlivých oken automobilu (obr. 12.3) pomocí funkce CFD Pressure Mapping.

Proces mapování funguje na takovém principu, že ze souboru ve formátu \*.cgns, který byl získán ze software Ansys Fluent, jsou načteny souřadnice jednotlivých uzlů sítě konečných objemů, které byly vytvořeny na povrchu oken (podkapitola 10.2.2) a hodnoty tlaku pro jednotlivé frekvence v těchto uzlech. Tyto hodnoty tlaku jsou následně namapovány na povrchové prvky strukturní sítě. Z tohoto důvodu je nutné zaručit, aby poloha oken v souřadnicovém systému, byla shodná s polohou jako při CFD simulaci.



Obr. 12.3 – Plocha předního okna automobilu, na kterou je mapováno rozložení tlaků z CFD simulace

## 12.4 Modální analýza

Pro pochopení chování dynamického systému je velmi důležitá modální analýza. Řešení bylo provedeno v software Ansys Workbench pomocí Block Lanczosovi metody, což je varianta Lanczosovi metody pro hledání vlastních hodnot, ve které se oproti klasické metodě řeší celý blok vektorů. Tato metoda je vhodná pro řešení rozsáhlých, symetrických, ale i řídkých matic a patří mezi nejefektivnější řešiče s dobrou konvergencí. Její nevýhodou je, že v případě většího počtu stupňů volnosti má velké nároky na počítačovou paměť [37]. Vlastní tvary a frekvence byly hledány od frekvence 20 Hz do 500 Hz.

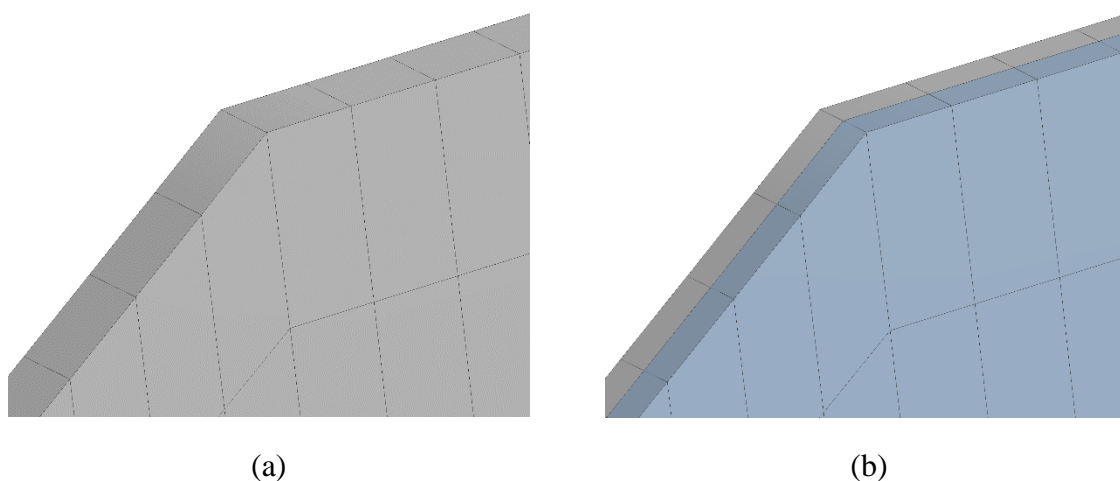
### 12.4.1 Modální analýza oken automobilu

Na základě modální analýzy byla provedena citlivostní analýza sítě konečných prvků. Vhodnější by bylo ji realizovat na základě odezvy na harmonické buzení, ale to by bylo časově náročné.

Citlivostní analýza byla provedena na předním okně automobilu, jelikož toto okna má ve frekvenčním rozsahu 20 až 500 Hz nejvíce vlastních frekvencí a to sedm. Jednotlivé vlastní frekvence a příslušné tvary kmitů budou uvedeny dále v této podkapitole.

Skla automobilu mají malou tloušťku (3 mm), tudíž by se nabízelo modelovat je pomocí skořepinového prvku (shell). Pro korektní namapování výsledků ze CFD je ovšem nutné, aby byla modelována jako objemová tělesa. Z důvodu omezené výpočetní kapacity byl pro tvorbu sítě konečných prvků zvolen typ elementu SOLSH190, který oproti objemovému prvku (např. SOLID 185) má modifikované rovnice pro deformace [37].

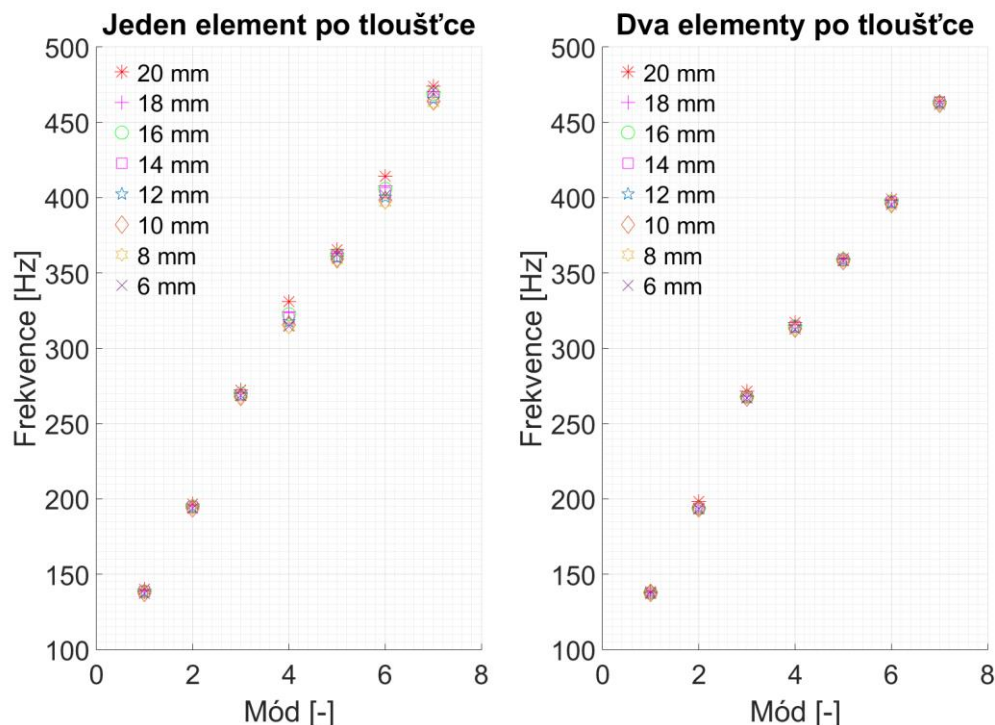
Velikost elementů byla měněna od 20 do 6 mm po 2 mm pro dva typy sítě, a to s jedním a se dvěma elementy po tloušťce okna, viz. obr. 12.4.



Obr. 12.4 – Sít' konečných prvků na předním okně automobilu, pro velikost elementu 6 mm s (a) jedním elementem a se (b) dvěma elementy po tloušťce

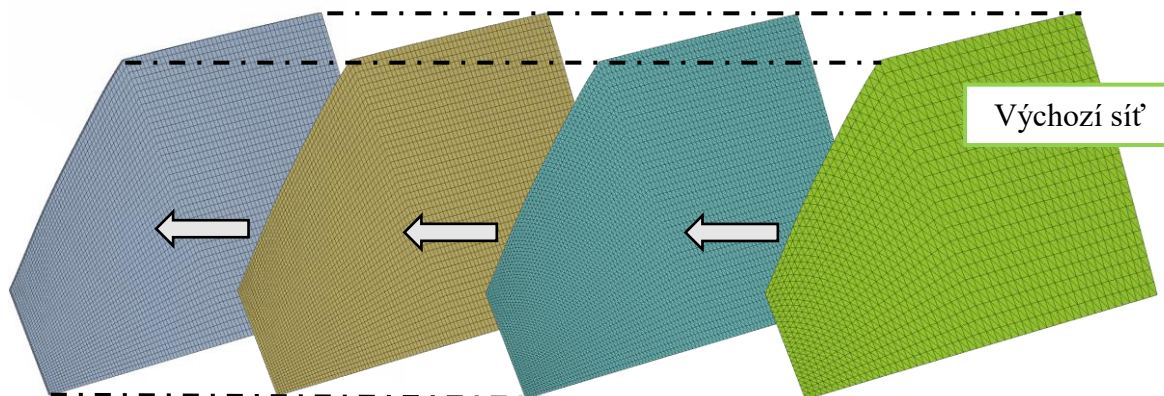
Vykreslení vlastních frekvencí pro různou velikost elementu je uvedeno na obr. 12.5. Z obrázku je patrné, že v případě, pokud je definován pouze jeden element po tloušťce, tak je změna vlastní frekvence více závislá na velikosti elementu. V případě, pokud definujeme dva elementy po tloušťce, tak rozdíly jsou nepatrné. Pro sít' konečných prvků se dvěma elementy po tloušťce byly dále určovány procentuální rozdíly mezi jednotlivými vlastními frekvencemi

pro různou velikost elementu. Maximální procentuální rozdíl mezi vlastními frekvencemi pro velikost elementu 10 mm a 6 mm činil pouze 0,1 %.



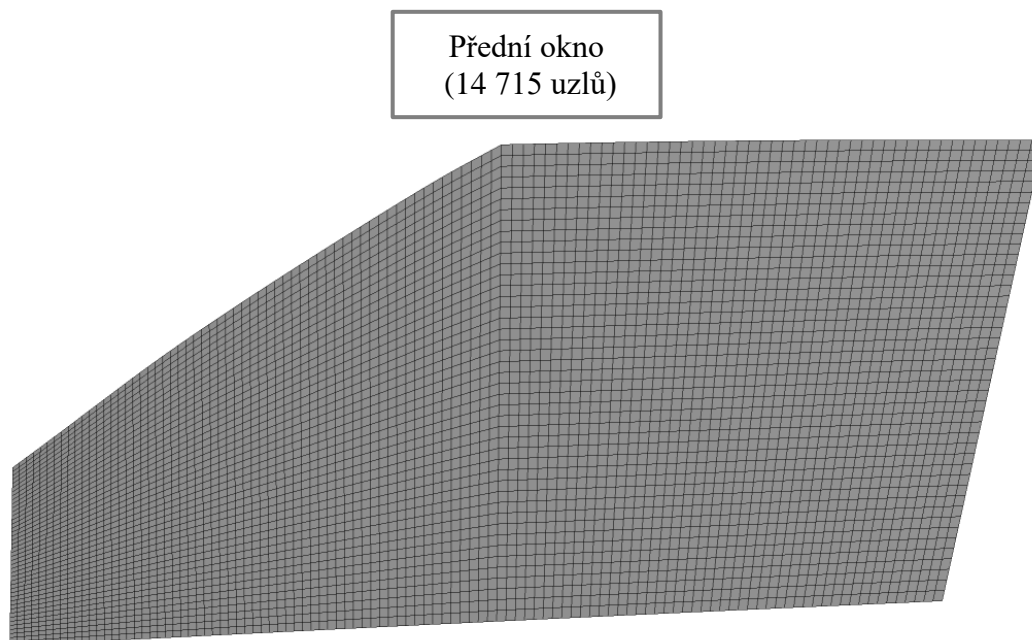
Obr. 12.5 – Vlastní frekvence pro různou velikost elementu

Na základě provedené citlivostní analýzy bylo určeno, že velikost element by měla být ideálně v rozmezí 10 až 6 mm. Dále bylo kladeným cílem vytvořit takovou síť, která by zaručovala co nejlepší namapování tlaků ze CFD simulace. Z tohoto důvodu byla převzata síť z povrchu modelu, který byl použit při tvorbě sítě konečných objemů. Elementy této sítě byly rozděleny na půl a převedeny na čtyřúhelníkové (anglicky quad), díky čemuž bylo možné vytvořit hexaedrální síť, která je pro typ elementu SOLSH 190 doporučována [37]. Tento postup se podařilo aplikovat na přední a velké zadní okno (uprostřed) automobilu. Použitý postup je znázorněn na obr. 12.6

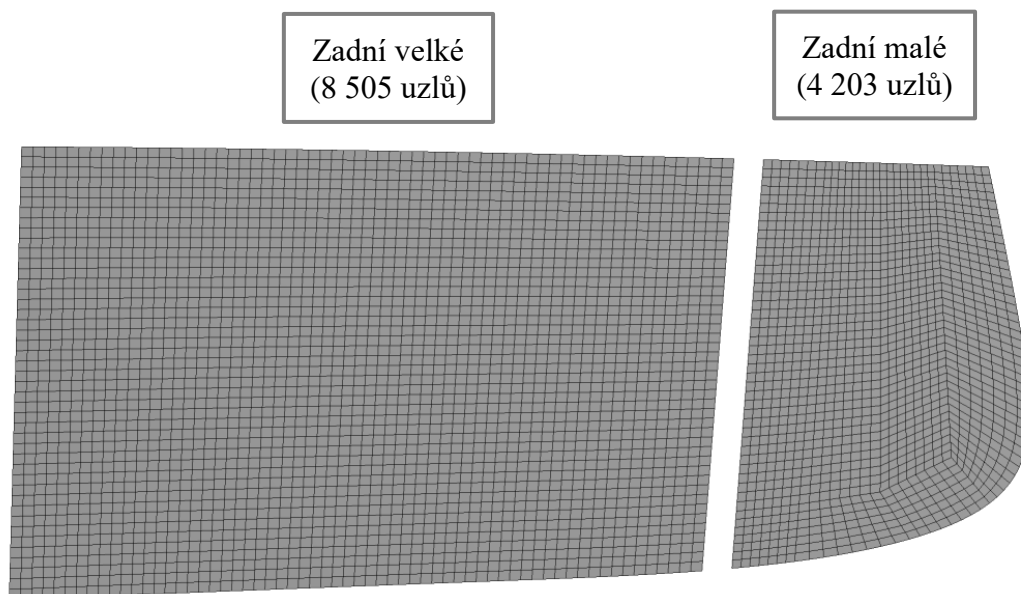


Obr. 12.6 – Postup při tvorbě sítě konečných prvků na předním okně automobilu

Síť konečných prvků předního okna automobilu je zobrazena na obr. 12.7 a zadních oken automobilu na obr. 12.8. V případě tvorby sítě na malém okně automobilu byla vytvořena také hexaedrální síť, tudíž na toto okno byly tlaky mapovány s menší přesností, jelikož poloha uzlů sítě použité na CFD simulaci přesně neodpovídá poloze uzlů strukturální sítě.

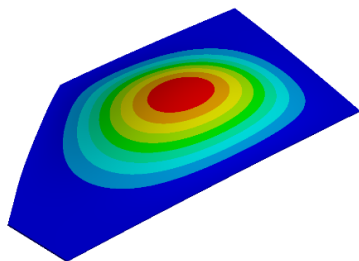


Obr. 12.7 – Síť konečných prvků na předním oknu automobilu

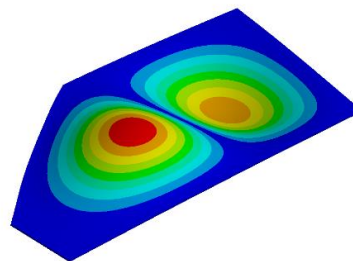


Obr. 12.8 – Síť konečných prvků na zadních oknech automobilu

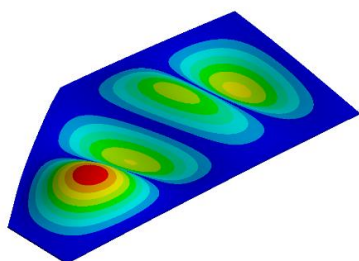
Pro představu je uvedeno pár ilustrativních obrázků vlastních tvarů předního okna automobilu. Tyto vlastní tvary kmitu jsou typické pro desku, která je obvodu vetknutá. Jednotlivé vlastní tvary můžeme rozlišovat dle uzlových čar, což jsou místa s nulovým průhybem desky. Nula uzlových čar můžeme vidět na obr. 12.9, v případě kruhové desky bychom tento tvar nazývali jako tzv. „umbrella shape“, neboli deštníkový tvar. Dále jednu uzlovou čáru na Obr. 12.10, dvě na obr. 12.12 a tři na obr. 12.11.



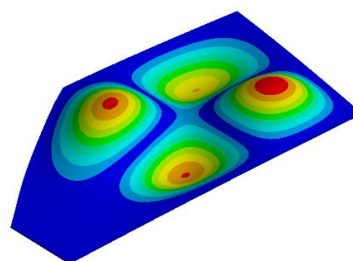
Obr. 12.9 – 1. tvar, frekvence 137,4 Hz



Obr. 12.10 – 2. tvar, frekvence 193,5 Hz



Obr. 12.11 – 5. tvar, frekvence 357,6 Hz



Obr. 12.12 – 6. tvar, frekvence 395,6 Hz

V případně velkého zadního okna automobilu bylo v uvažovaném frekvenčním rozsahu nalezeno celkem pět vlastních tvarů kmitu. U malého zadního okna nebyl ve frekvenčním rozsahu 0 až 500 Hz nalezen žádný vlastní tvar. To je dáno tím, že toto okno má menší plochu v porovnání s ostatními. Vlastní frekvence pro jednotlivá okna automobilu jsou uvedeny v tab. 12.2.

Vlastní tvar	Vlastní frekvence-přední okno	Vlastní frekvence-zadní okno
1	137,4 Hz	271,9 Hz
2	193,5 Hz	333,5 Hz
3	266,9 Hz	361,5 Hz
4	312,9 Hz	431,8 Hz
5	357,6 Hz	446,7 Hz
6	395,6 Hz	
7	462,2 Hz	

Tab. 12.2 – Vlastní frekvence jednotlivých oken automobilu

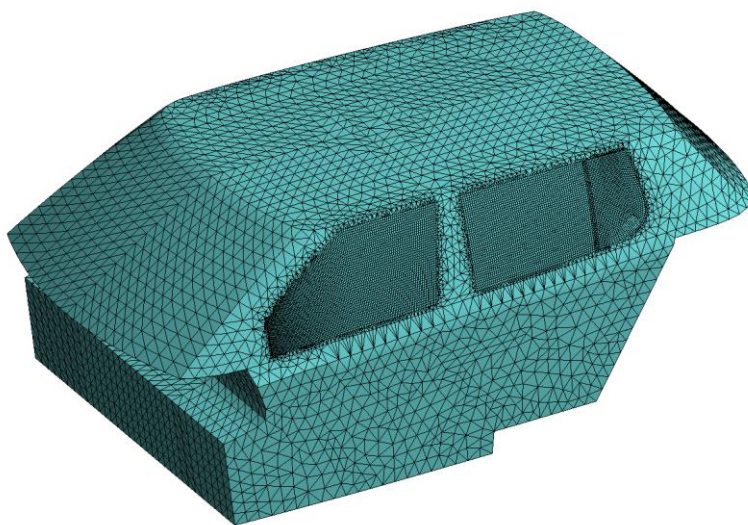


### 12.4.2 Konečnoprvková síť akustického prostoru

Síť konečných prvků akustického prostoru mohla být vytvořena teprve poté co byla zvolena velikost prvku pro okna automobilu, jelikož všechna tělesa jsou spojena na úrovni sítě.

Velikost elementu byla vypočtena v kapitole zabývající se CFD simulací dle vztahu (10.11). Hodnota je stejná, jelikož je uvažována stejná rychlost zvuku (viz. tab. 12.1).

Diskretizace akustického prostoru byla vytvořena pomocí typu elementu FLUID30, který je často používán při řešení výpočtů zabývajících se akustikou. Tento prvek byl zvolen z toho důvodu, že stejně jako prvek SOLSH190 je lineární, tudíž umožňuje spojení těles na úrovni sítě. Konečnoprvková síť, jenž byla použita pro výpočty, je uvedena na obr. 4.1. Celkový počet uzlů této sítě je 90 772.



Obr. 12.13 – Konečnoprvková síť akustického prostoru kabiny automobilu

Tomuto elementu se zadává hodnota referenčního tlaku, která je implicitně  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa (viz. kapitola 4). Dále rychlost zvuku, hustota vzduchu (tab. 12.1) a absorpce prostředí, která se pohybuje v rozmezí hodnot nula až jedna (nula-žádná absorpce, jedna-úplná absorpce) [37].

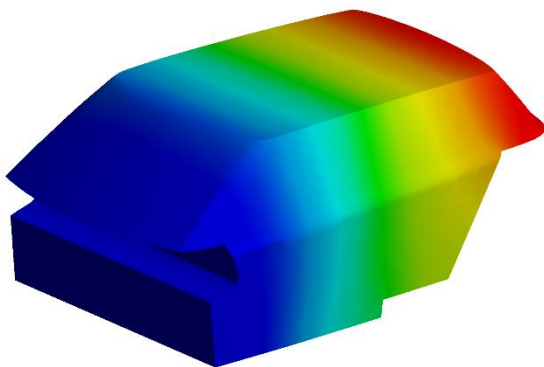
Pokud počítáme fluid bez struktury (structure absent), tak mají uzly pouze jeden stupeň volnosti, kterým je akustický tlak. V případě, že uvažujeme i strukturu (structure present), tak mají elementy v uzlech, jenž jsou společné se strukturou, tři stupně volnosti, a to posuvy v osách x, y a z a v uzlech, které přiléhají ke struktuře opět jen akustický tlak [37].

### 12.4.3 Modální analýza akustického prostoru

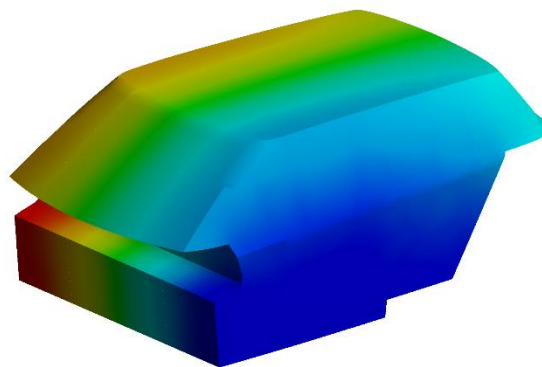
Jednotlivé vlastní tvary a frekvence akustických prostor jsou definovány pohybovou rovnicí akustického systému a zobrazují rozložení akustických tlaků.

Okrajovou podmínkou pro modální analýzu akustického prostoru kabiny automobilu byly tuhé, dokonale akusticky odrazivé stěny. Vybrané vlastní tvary a příslušné frekvence jsou na následujících obrázcích (obr. 12.14 až obr. 12.17).

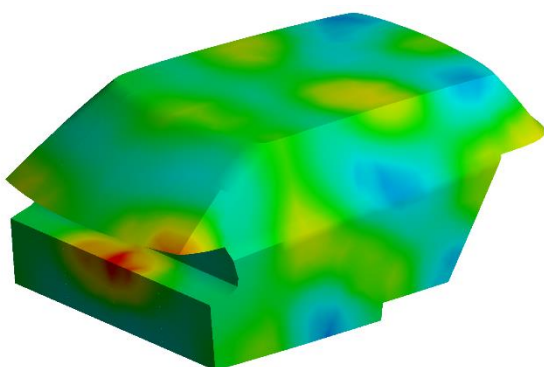




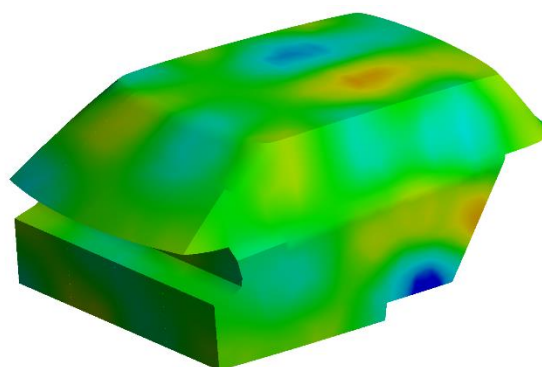
Obr. 12.14 – 1. tvar, frekvence 73,6 Hz



Obr. 12.15 – 2. tvar, frekvence 111,3 Hz



Obr. 12.16 – 64. tvar, frekvence 495,7 Hz



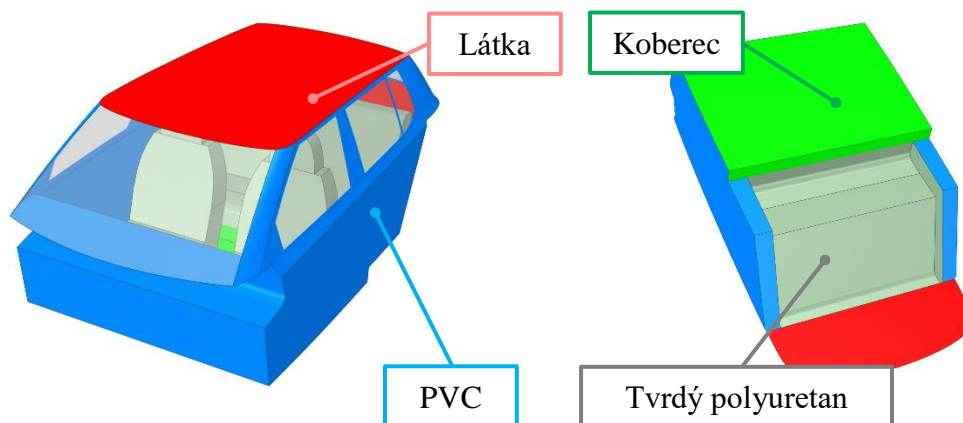
Obr. 12.17 – 65. tvar, frekvence 498,6 Hz

Do frekvence 500 Hz bylo nalezeno celkem 65 vlastních tvarů, z toho pouze jeden do frekvence 100 Hz, devět v rozmezí 101 až 200 Hz, dvanáct v rozsahu 201 až 300 Hz, devatenáct od 301 do 400 Hz a 25 od 401 do 500 Hz.

Povrchy nejsou ve skutečnosti zcela odrazivé. Při dopadu zvuku na povrch je část zvukové energie absorbována a část odražena zpět, přičemž intenzita odraženého vlnění je vždy menší než intenzita dopadajícího vlnění. To můžeme popsat pomocí koeficientu absorpce zvuku, který je definován vztahem [38]

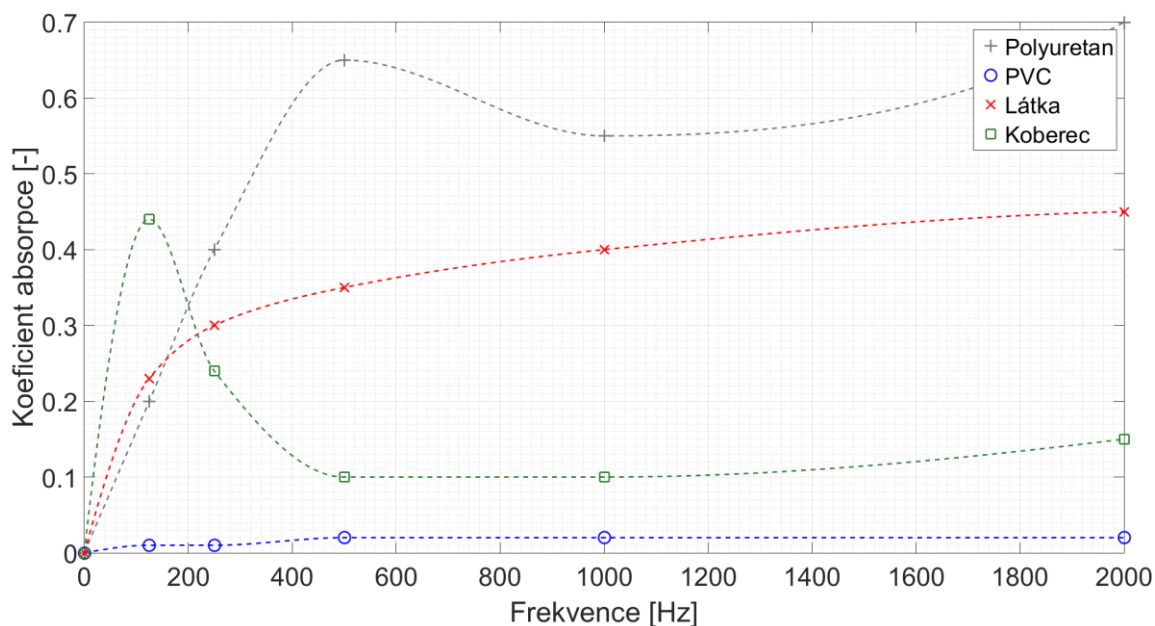
$$\alpha = \frac{I_0 - I}{I_0} \quad (12.1)$$

kde  $I_0$  [W/m<sup>2</sup>] je intenzita dopadajícího vlnění a  $I$  [W/m<sup>2</sup>] intenzita odraženého vlnění. Absorpční koeficient závisí zejména na materiálu povrchu, ale mění se i v závislosti na frekvenci zvuku. Z tohoto důvodu byly na jednotlivé plochy (obr. 12.18) předepsány různé koeficienty absorpce. Místa, kde se nacházejí okna automobilu, byla ponechána jako zcela odrazivá.



Obr. 12.18 – Zvolené materiály na jednotlivých plochách akustického prostoru

Závislosti zvolených koeficientů absorpce na frekvenci jsou uvedeny na obr. 12.19. Tyto hodnoty byly převzaty ze zdrojů [39] a [40].



Obr. 12.19 – Závislost koeficientů absorpce na frekvenci

Modální analýza s uvažováním tlumení absorpcí na jednotlivých plochách nemohla být z důvodu nedostatečného hardware provedena.

### 12.5 Odezva na harmonické buzení

Pro analýzu vibroakustického systému je možné pohybové rovnice struktury po diskretizaci metodou konečných prvků psát ve tvaru

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} - \mathbf{R}_p\mathbf{p} = \mathbf{F}_e \quad (12.2)$$

kde  $\mathbf{M}$  je strukturální matice hmotnosti

$\mathbf{B}$  je strukturální matice tlumení

$\mathbf{K}$  je strukturální matice tuhosti

$\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \ddot{\mathbf{u}}$  jsou vektory posuvů, rychlostí a zrychlení v uzlech sítě struktury

$\mathbf{R}_p$  je vazbová matice hmotnosti

$\mathbf{p}$  je vektor akustických tlaků v uzlech sítě tekutiny

$\mathbf{F}_e$  je vektor vnějšího zatížení

Vlnová rovnice, které popisuje šíření akustických vln, má po diskretizaci pomocí metody konečných prvků tvar

$$\mathbf{M}_p \ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{B}_p \dot{\mathbf{p}} + \mathbf{K}_p \mathbf{p} + \rho_0 \mathbf{R}_p^T \ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{0} \quad (12.3)$$

kde  $\mathbf{M}_p$  je akustická matice hmotnosti

$\mathbf{B}_p$  je akustická matice tlumení

$\mathbf{K}_p$  je akustická matice tuhosti

$\mathbf{p}, \dot{\mathbf{p}}, \ddot{\mathbf{p}}$  jsou vektory akustických tlaků v uzlech sítě a jejich první a druhá časová derivace

$\rho_0$  je hustota tekutiny

Diskretizována vlnová rovnice pro tekutinu (12.2) a pohybová rovnice pro strukturu (12.3) poté představují kompletní systém rovnic pro popis interakce struktura-akustika. Rovnice je poté možné maticově zapsat jako

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_{fs} & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{u}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{fs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_e \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (12.4)$$

ve které  $\mathbf{M}_{fs} = \rho_0 \mathbf{R}_p^T$  je vazbová matice hmotnosti a  $\mathbf{K}_{fs} = -\mathbf{R}_p$  vazbová matice tuhosti.

Odezva na harmonické buzení struktury, která je v interakci s akustickým prostředím, vede na řešení rovnice

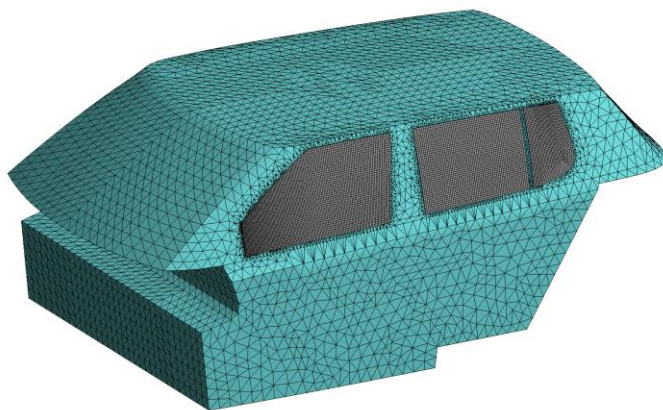
$$\left( -\omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_{fs} & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{u}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{fs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} \right) = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_e \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (12.5)$$

### 12.5.1 Stanovení hladiny akustického tlaku v kabině automobilu

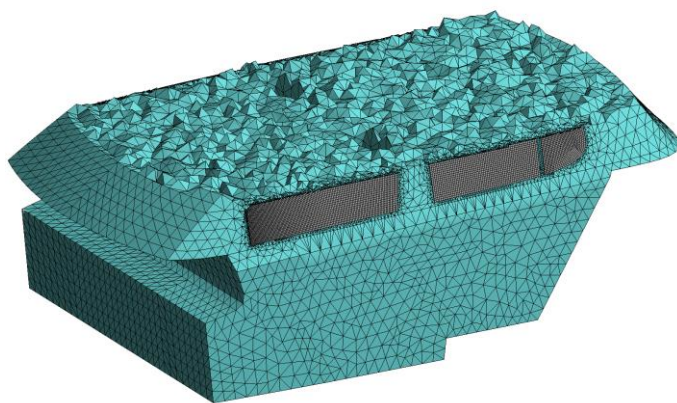
Pro řešení odezvy na harmonické buzení byla v software Ansys Workbench zvolena plná (FULL) metoda, jelikož je to jediná metoda, která umožňuje mapování výsledků ze CFD simulace.

Ve výpočtech bylo uvažováno strukturní tlumení skel, které bylo zahrnuto na základě definovaného poměrného útlumu (podíl mezi skutečným a kritickým tlumením). Hodnota poměrného útlumu se u skla pohybuje v rozmezí 0,88-1,2 % [41] a na základě toho byla použita průměrná hodnota, jenž byla zaokrouhlena na nejbližší celé číslo, tedy 1 %.

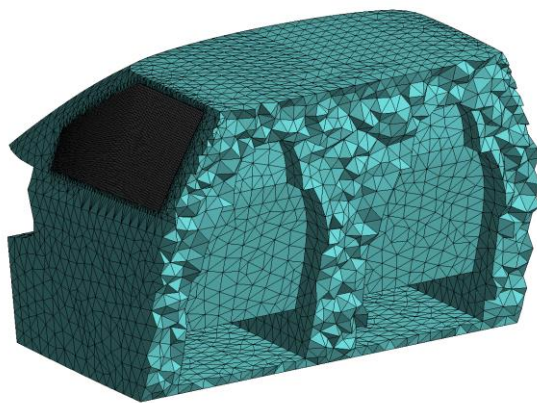
Pro výpočet byla použita síť konečných prvků, jenž se skládala jak z prvků typu FLUID30, tak prvků SOLSH190 (obr. 12.20). Podélný a příčný řez sítí konečných prvků je zobrazen na obr. 12.21 a obr. 12.22.



Obr. 12.20 – Konečnoprvková síť



Obr. 12.21 – Podélný řez sítí konečných prvků

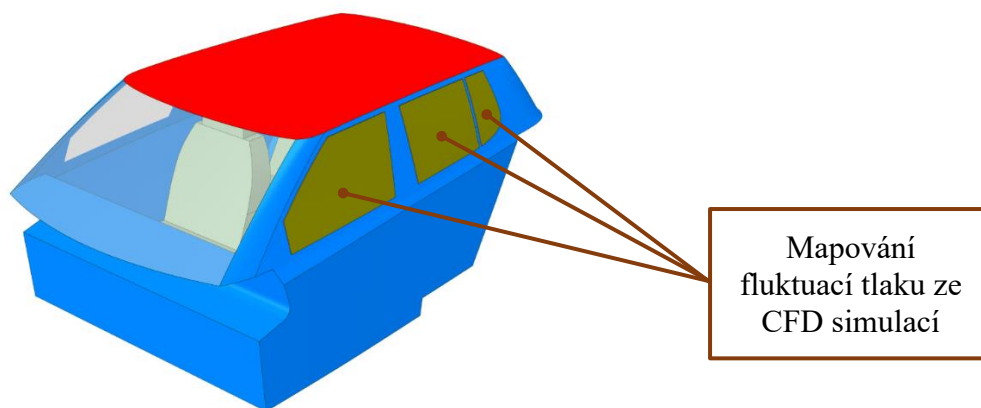


Obr. 12.22 – Příčný řez sítí konečných prvků



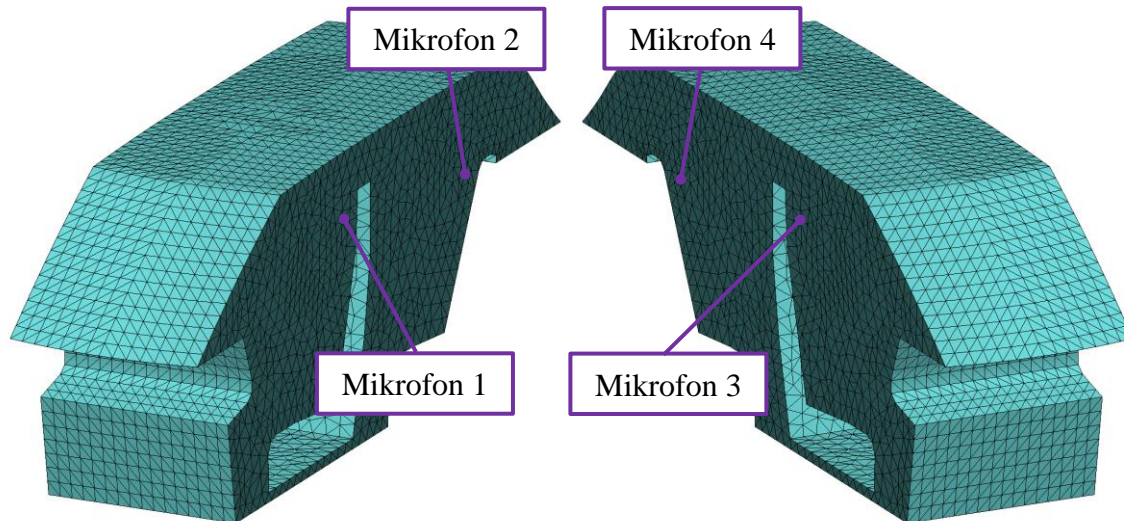
Na plochy dle obr. 12.18 byly předepsány koeficienty absorpce, jejichž závislost na frekvenci je uvedena na obr. 12.19. Okna byla modelována pouze na levé straně (myšleno ve směru jízdy) modelu geometrie akustického prostoru kabiny automobilu. Na jednotlivá okna automobilu poté byly postupně mapovány fluktuace tlaku z jednotlivých CFD simulací (obr. 12.23).

Uložení oken automobilu bylo modelováno dvěma způsoby. V prvním případě bylo definováno vetknutí kolem celého obvodu jednotlivých oken automobilu (podkapitola **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**). Ve druhém případě byly na jednotlivá okna namapovány pouze výsledky ze CFD simulací (podkapitola **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**).



Obr. 12.23 – Okrajové podmínky použité pro výpočtové modelování hluku uvnitř kabiny automobilu

Výpočet byl vždy proveden pro jednotlivá data ze CFD simulací. Sledována byla zejména závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci, a to celkem ve čtyřech místech. V místě hlavy řidiče, spolujezdce sedícího za řidičem, spolujezdce sedícího vedle řidiče a spolujezdce na druhé pozici vzadu. Za tímto účelem byly v jednotlivých místech definovány mikrofony, viz. obr. 12.24.



Obr. 12.24 – Definované mikrofony

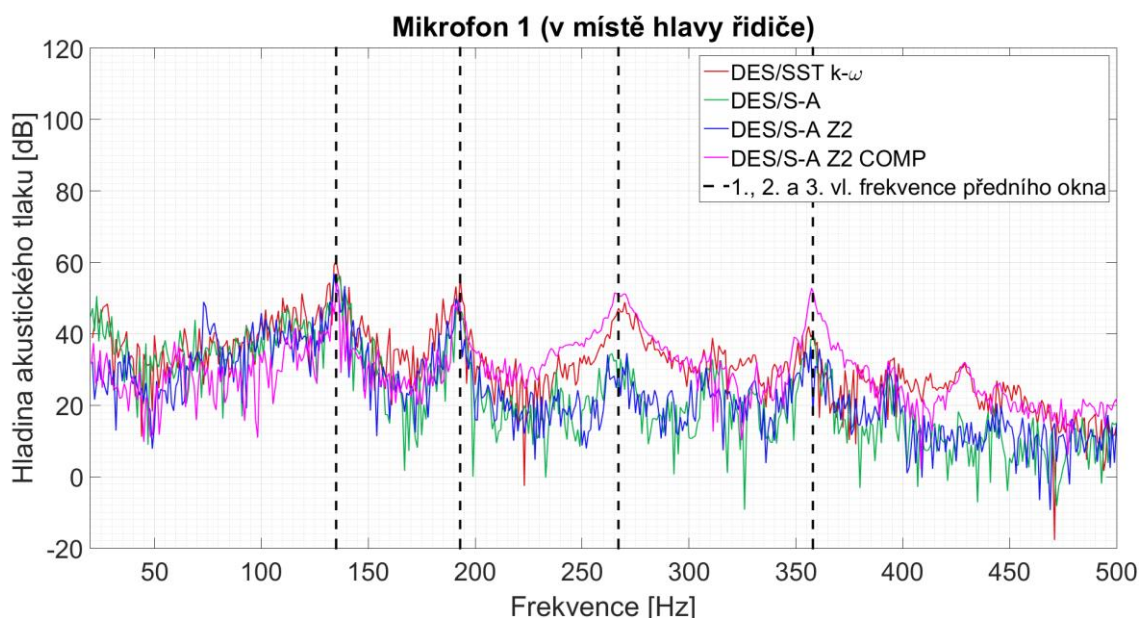
### 12.5.2 Modelování uložení oken pomocí vetknutí

Při tomto výpočtu bylo definováno vetknutí po obvodu jednotlivých oken automobilu. Na jednotlivá okna byly postupně mapovány fluktuace tlaku z jednotlivých CFD simulací. Pro mapování dat z jednotlivých CFD simulací budou dále používána následující označení:

- mapování dat z DES/SST  $k-\omega$ : Mapování dat ze CFD simulace pro nestlačitelné proudění kolem modelu geometrie zjednodušeného bočního zpětného zrcátka automobilu, při použití modelu turbulence DES/SST  $k-\omega$ .
- mapování dat z DES/S-A: Mapování dat ze CFD simulace pro nestlačitelné proudění kolem modelu geometrie zjednodušeného bočního zpětného zrcátka automobilu, při použití modelu turbulence DES/S-A.
- mapování dat z DES/S-A Z2: Mapování dat ze CFD simulace pro nestlačitelné proudění kolem modelu geometrie modifikovaného bočního zpětného zrcátka automobilu, při použití modelu turbulence DES/S-A.
- mapování dat z DES/S-A Z2 COMP: Mapování dat ze CFD simulace pro stlačitelné proudění kolem modelu geometrie modifikovaného bočního zpětného zrcátka automobilu, při použití modelu turbulence DES/S-A.

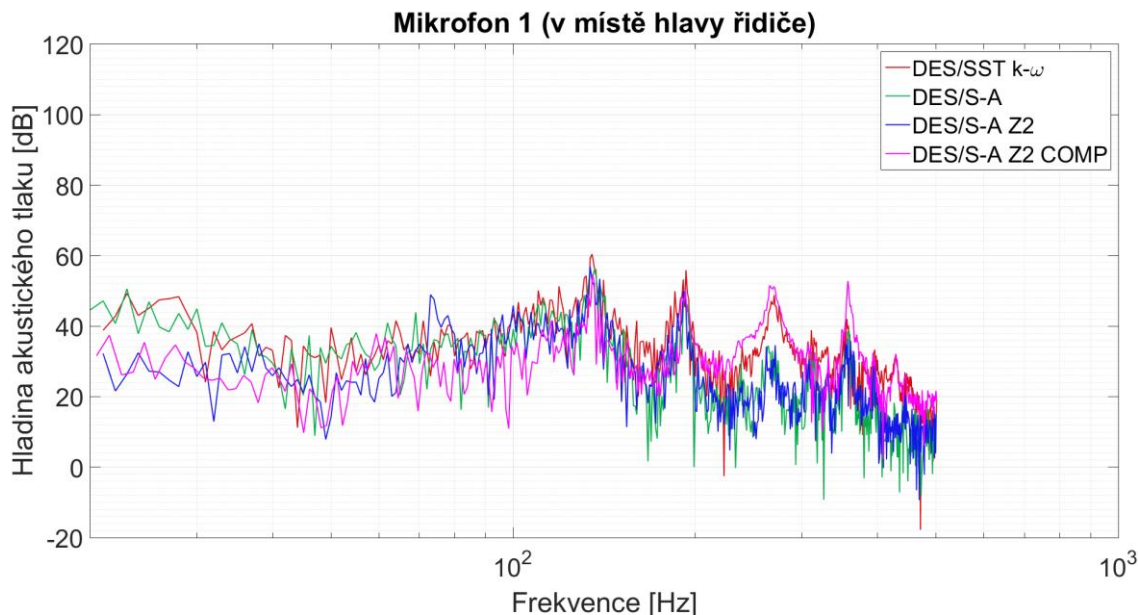
Na obr. 12.36 je znázorněna závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci v mikrofonu, jenž byl umístěn v místě hlavy řidiče. Z obr. 12.36 je patrné, že největší hodnoty hladiny akustického tlaku odpovídají vlastním frekvencím předního okna automobilu.

V případě, kdy byly namapovány data z DES/S-A Z2 COMP dostáváme nejvyšší hodnoty hladiny akustického tlaku. Pokud porovnáme výsledky z výpočtu, kdy byly namapovány data z DES/S-A a DES/S-A Z2, tak je patrné, že navržená úprava geometrie bočního zpětného zrcátka vedla k mírnému zvýšení hladiny akustického tlaku při frekvencích přibližně nad 100 Hz. Při namapování dat z DES/SST  $k-\omega$  je hladina akustického tlaku nejvyšší ze všech CFD simulací pro nestlačitelné proudění.



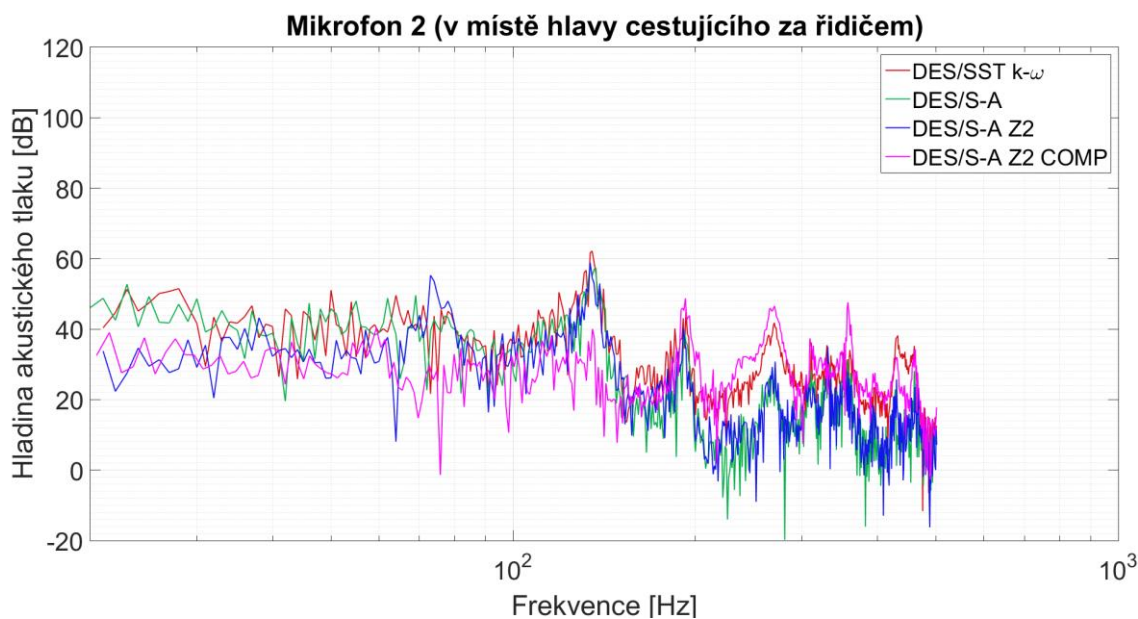
Obr. 12.25 – Závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci v Mikrofonu 1

Na obr. 12.26 je uvedena stejná závislost jako na předchozím obr. 12.25 pouze s tím rozdílem, že frekvence je v logaritmické stupnici. Na tomto obr. 12.26 je taktéž dobře patrné mírné zvýšení hladiny akustického tlaku při frekvenci 74 Hz, která odpovídá první vlastní frekvenci akustického prostoru kabiny.

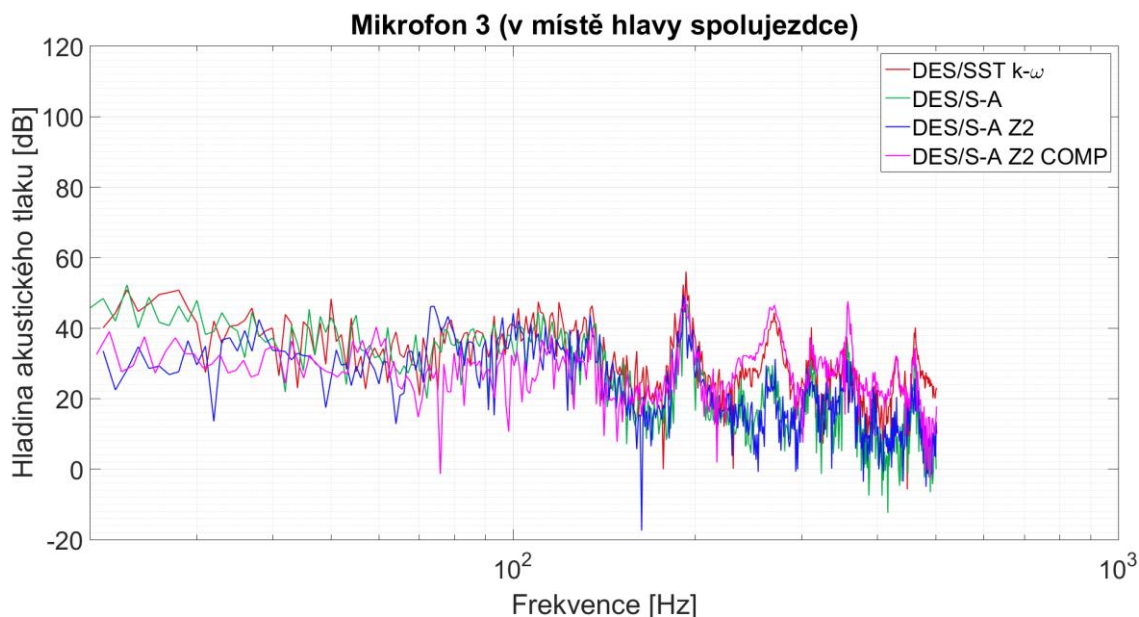


Obr. 12.26 – Závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci v Mikrofonu 1 (frekvence v logaritmické stupnici)

Na obr. 12.27 až obr. 12.29 jsou zobrazeny závislosti hladiny akustického tlaku na frekvenci pro různé mikrofony definované dle obr. 12.24.



Obr. 12.27 – Závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci pro Mikrofon 2 (frekvence v logaritmické stupnici)



Obr. 12.28 – Závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci pro Mikrofon 3 (frekvence v logaritmické stupnici)



Obr. 12.29 – Závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci v Mikrofonu 4 (frekvence v logaritmické stupnici)

Z obrázků je patrné, že závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci je ve všech mikrofonech obdobná.

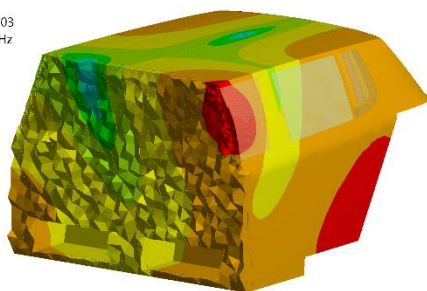
Na Obr. 12.30 je pro ilustraci znázorněno rozložení hladiny akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu při frekvenci 135 Hz, pro případ, kdy byla mapována data z DES/S-A Z2.



Obr. 12.31 zobrazuje také rozložení hladiny akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu pouze s tím rozdílem, že v tomto případě byla mapována data z DES/S-A Z2 COMP.

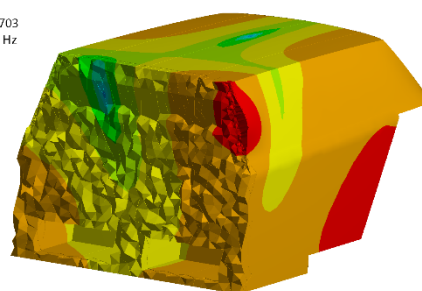
Acoustic SPL  
Expression: RES703  
Frequency: 135, Hz  
Max: 65,351  
Min: 5,2365

65,351  
58,672  
51,992  
45,313  
38,634  
31,954  
25,275  
18,595  
11,916  
5,2365



Acoustic SPL  
Expression: RES703  
Frequency: 135, Hz  
Max: 67,532  
Min: 4,4279

67,532  
60,52  
53,509  
46,497  
39,486  
32,474  
25,462  
18,451  
11,439  
4,4279



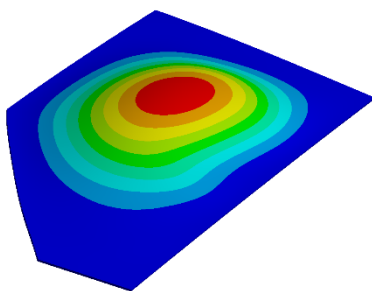
Obr. 12.30 – Hladina akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu, mapování dat z DES/S-A Z2

Obr. 12.31 – Hladina akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu, mapování dat z DES/S-A Z2 COMP

Na obr. 12.32 a obr. 12.33 jsou zobrazeny pro případy uvedené výše, deformace předního okna automobilu. Z porovnání vyplývá, že v případě mapování dat z DES/S-A Z2 COMP dochází k větší deformaci okna automobilu, což má právě za následek vyšší hladinu akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu.

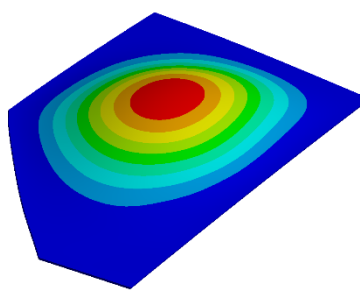
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Frequency: 135, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: mm  
Max: 0,00030057  
Min: 0

0,00030057  
0,00026718  
0,00023378  
0,00020038  
0,00016699  
0,00013359  
0,00010019  
6,6794e-5  
3,3397e-5  
0



Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Frequency: 135, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: mm

0,00057226 Max  
0,00050868  
0,00044509  
0,00038151  
0,00031792  
0,00025434  
0,00019075  
0,00012717  
6,3585e-5  
0 Min



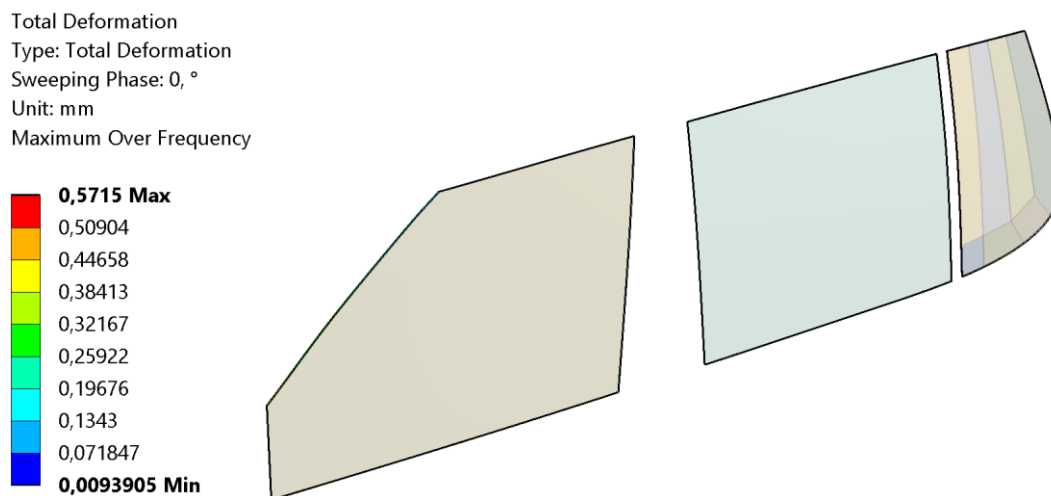
Obr. 12.32 – Deformace předního okna automobilu při frekvenci 135 Hz, mapování dat z DES/S-A Z2

Deformace předního okna automobilu při frekvenci 135 Hz, mapování dat z DES/S-A Z2 COMP

Dále byla určována amplitudo-frekvenční charakteristika jednotlivých oken automobilu, ze které vyplývá, že největší deformace jsou na předním okně automobilu, což odpovídá výsledkům ze CFD simulací. Tyto výsledky zde nejsou z časových důvodů uvedeny.

### 12.5.3 Volné uložení oken automobilu

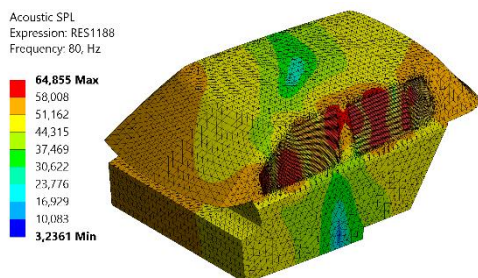
V tomto případě nebylo modelováno uložení oken automobilu pomocí vetknutí, ale byly předepsány pouze koeficienty absorpce na jednotlivé plochy dle obr. 12.18 a dále byly mapovány fluktuace tlaku z jednotlivých CFD simulací. Na obr. 12.33 je zobrazena maximální deformace na obvodu oken v hledaném frekvenčním rozsahu 20-500 Hz pro případ, kdy byly namapovány data z DES/S-A.



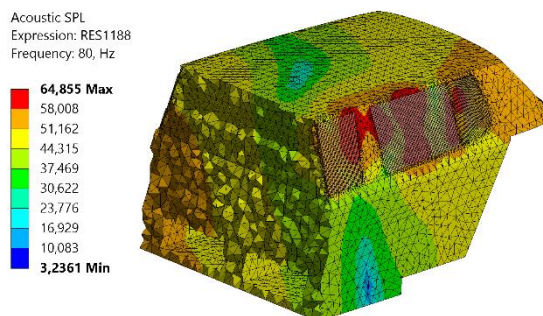
Obr. 12.33 – Maximální deformace obvodu oken automobilu v hledaném frekvenčním rozsahu

Z obr. 12.33 je patrné, že maximální deformace činí 0,57 mm. Tato deformace by mohla nastat v případě, kdy okna automobilu nejsou ideálně uložena.

Na obr. 12.34 je zobrazena hladina akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu pro frekvenci 80 Hz při mapování dat z DES/S-A a na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je zobrazen řez akustickým prostorem.



Obr. 12.34 – Hladina akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu při frekvenci 80 Hz



Obr. 12.35 – Hladina akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu při frekvenci 80 Hz, zobrazeno v řezu

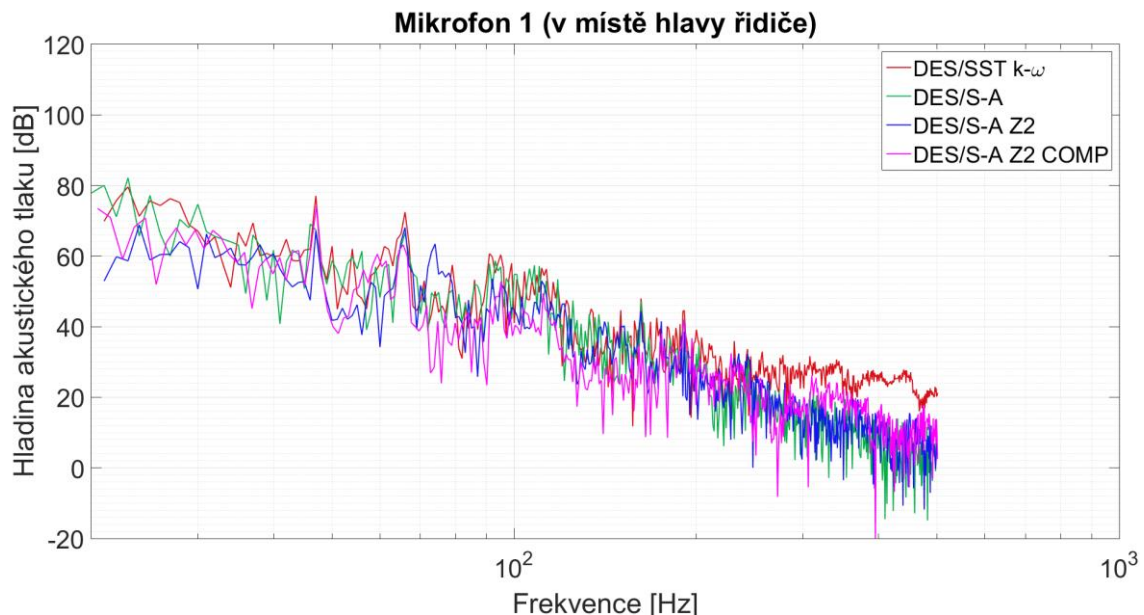
Dále pro tyto okrajové podmínky, byla taktéž určována závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci. Pro mikrofón 1 je tato závislost uvedena na obr. 12.36. Nejvyšší hodnota

hladiny akustického tlaku je 82,2 dB při frekvenci 23 Hz, která byla získána v případě, kdy byly namapovány fluktuace tlaků ze CFD simulace proudění kolem základního tvaru zrcátka, pro model turbulence DES/S-A.

V případě mapování dat ze CFD simulace kolem základního tvaru zrcátka, při které byl použit model turbulence DES/SST  $k-\omega$ , můžeme na obr. 12.36 pozorovat vyšší hodnoty hladiny akustického tlaku při vyšších frekvencích.

Pro všechny výpočty, ve kterých byla mapována data ze CFD simulace, ve které byl použit model turbulence DES/S-A (DES/S-A, DES/S-A Z2, DES/S-A Z2 COMP) mají stejnou tendenci, přičemž při vyšších frekvencích jsou hodnoty hladiny akustického tlaku největší v případě mapování dat ze CFD simulace pro stlačitelné proudění.

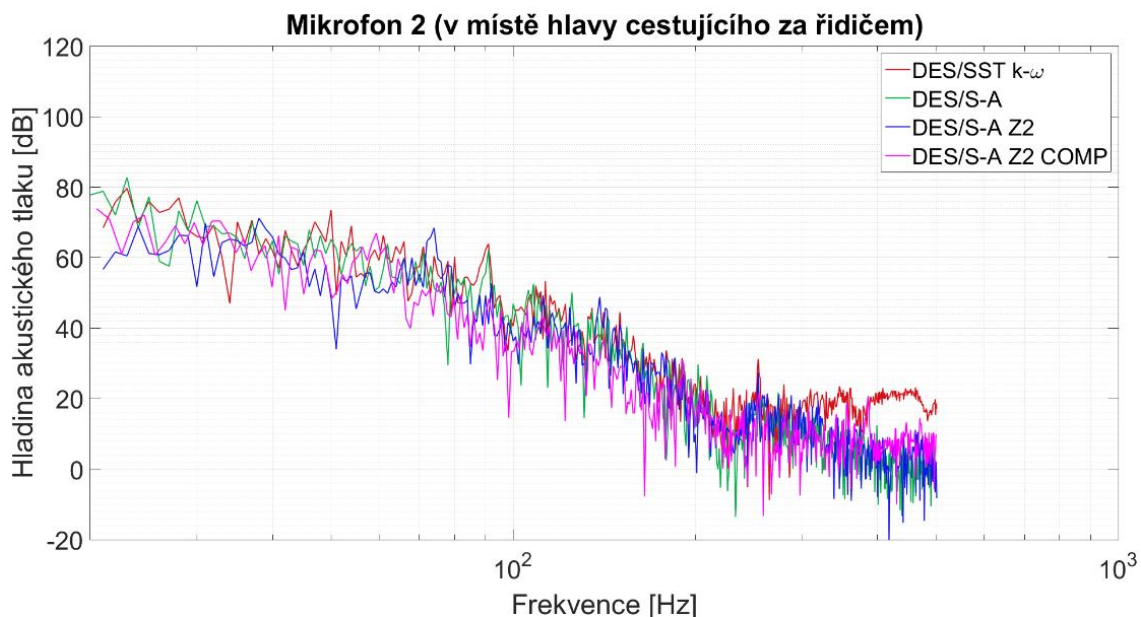
Při porovnání hodnot hladin akustického tlaku, pro jednotlivé geometrie zrcátka, můžeme dojít k závěru, že modifikovaný tvar bočního zrcátka nepřinesl výrazné zlepšení.



Obr. 12.36 – Závislost hodnot hladiny akustického tlaku na frekvenci pro Mikrofon 1, volné uložení oken automobilu

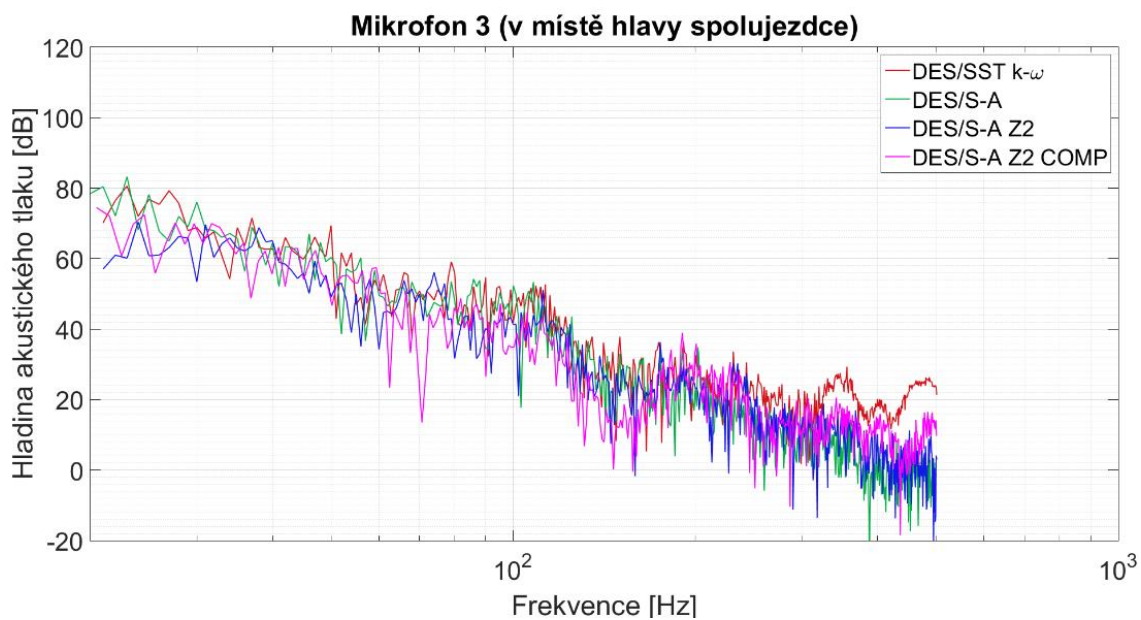
Závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci, která byla měřena v mikrofону 2 můžeme vidět na obr. 12.37. V tomto mikrofónu dostáváme vyšší hodnoty hladiny akustického tlaku i pro vyšší frekvence.

Opět můžeme vidět, že v případě, pokud jsou mapovány fluktuace tlaků ze CFD simulace, která byla provedena s využitím modelu turbulence DES/SST  $k-\omega$ , tak při vyšších frekvencích je opět hodnota hladiny akustického tlaku vyšší s porovnání s ostatními daty.



Obr. 12.37 – Závislost hodnot hladiny akustického tlaku na frekvenci pro Mikrofon 2, volné uložení oken automobilu

Pro mikrofon 3 (obr. 12.38) a 4 (obr. 12.39) je chování obdobné.



Obr. 12.38 – Závislost hodnot hladiny akustického tlaku na frekvenci pro Mikrofon 3, volné uložení oken automobilu



Obr. 12.39 – Závislost hodnot hladiny akustického tlaku na frekvenci pro Mikrofon 4, volné uložení oken automobilu

## 13 Závěr

Diplomová práce se zabývala výpočtovým modelováním proudění kolem zjednodušeného modelu geometrie automobilu. Rešeršní část byla věnována přehledu výpočtových metod, pro řešení hluku při obtékání tělesa. V této kapitole byly popsány základní přístupy, které se k řešení aerodynamického hluku používají.

Dále byla provedena rešerše v oblasti mechaniky tekutin, která byla nezbytná k tomu, aby bylo možné přistoupit k samotnému výpočtovému modelování proudění.

V další části práce byl vytvořen zjednodušený model geometrie osobního automobilu se zpětným bočním zrcátkem a taktéž vnitřní akustický prostor kabiny. Na modelu geometrie osobního automobilu byla poté vytvářena síť konečných objemů.

CFD simulace byla provedena pro dva modely turbulence, a to konkrétně DES/SST  $k-\omega$  a Spalart Allmaras. Vyhodnocení výsledků však mohlo být provedeno pouze pro malý časový interval z toho důvodu, že jednotlivá data obsahující výsledky ze CFD simulace byla příliš velká a nebylo možné je uchovávat. Na základě porovnání modelů turbulence DES/SST  $k-\omega$  a Spalart Allmaras nebyl shledán výrazný rozdíl ve výsledcích. Z důvodu výpočetní náročnosti byl pro další výpočty použit druhý zmiňovaný model turbulence.

Na základě výsledků z výpočtového modelování proudění byla provedena úprava modelu geometrie bočního zpětného zrcátka automobilu za účelem snížení vířivosti za zrcátkem. Dle výsledků se však vířivost pouze usměrnila a výsledný odporový koeficient automobilu vzrostl. Z důvodu velké časové náročnosti CFD simulací již nebyla provedena další úprava geometrie zrcátka. Jeden výpočet byl taktéž proveden pro stlačitelné proudění.

Nakonec bylo provedeno výpočtové modelování šíření vzniklého aerodynamického hluku, kdy uvnitř kabiny automobilu byly umístěny mikrofony a v nich byla zjišťována závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci.

V prvním případě bylo po obvodu oken předepsáno vetknutí. Při předepsání vetknutí po obvodu oken automobilu se v závislosti hladiny akustického tlaku na frekvenci projevují vlastní frekvence předního okna automobilu, což je dáno tím, že deformace tohoto okna jsou v porovnání s deformacemi ostatních oken větší. Nejvyšší průběh hladiny akustického tlaku v závislosti na frekvenci byl obdržen v případě mapování dat ze CFD simulace pro stlačitelné proudění, kolem upraveného modelu geometrie bočního zpětného zrcátka.

Dále bylo na okna předepsáno pouze mapování fluktuací tlaku z jednotlivých CFD simulací. Maximální deformace na obvodu oken je 0,57 mm. Z výpočtů vyplývá, že model turbulence SST  $k-\omega$  dává rozdílné výsledky oproti modelu turbulence Spalart Allmaras. Provedená úprava geometrie bočního zpětného zrcátka automobilu vedla ke zvýšení hladiny akustického tlaku uvnitř kabiny automobilu.

K posouzení správnosti výsledků by bylo nutné mít k dispozici naměřená experimentální data.



## Seznam použitých zdrojů

- [1] WANG, Yiping, Zhengqi GU, Weiping LI a Xiaohui LIN. Evaluation of Aerodynamic Noise Generation by a Generic Side Mirror. 2010, 37.
- [2] LOKHANDE, Bipin, Sandeep SOVANI a Jieyong XU. Computational Aeroacoustic Analysis of a Generic Side View Mirror. 2003. DOI: 10.4271/2003-01-1698.
- [3] LI, Qiliang a Zhigang YANG. Transient flow over generic rear view mirror using computational fluid dynamics. 2011. DOI: 10.1109/CSAE.2011.5952609.
- [4] MAIHÖFER, M., A. SCHELL, V. SCHWARZ, H. TOKUNO a R. TOPPINGA. Simulation approach for the prediction of the acoustic excitation on a passenger car vehicle. Daimler AG, 71059 Sindelfingen, Germany, 2013.
- [5] HALLEZ, Raphael a Koen VANSANT. A case study for predicting wind noise inside a car compartment using a multi-disciplinary CFD and Acoustic approach. 2014.
- [6] BLANCHET, D. a A. GOLOTA. Validation of a wind noise source characterization method for vehicle interior noise prediction. Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration 2014, 2014.
- [7] NOVÝ, Richard. Hluk a chvění. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [8] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER, Petr DUB, ed. Fyzika. 2., přeprac. vyd. Přeložil Miroslav ČERNÝ. Brno: VUTUM, 2013. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-4123-1.
- [9] Brigham Young University [online]. 2019 [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: [acoustics.byu.edu/content/what-acoustics](http://acoustics.byu.edu/content/what-acoustics)
- [10] J. Lighthill, M. On sound generated aerodynamically I. General theory. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences [online]. 1952, 211, 564-587 [cit. 2019-03-31]. DOI: 10.1098/rspa.1952.0060. ISSN 2053-9169. Dostupné z: <http://www.royalsocietypublishing.org/doi/10.1098/rspa.1952.0060>
- [11] CURLE, N. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences [online]. 1955, 231(1187), 505-514 [cit. 2019-04-10]. DOI: 10.1098/rspa.1955.0191. ISSN 2053-9169. Dostupné z: <http://www.royalsocietypublishing.org/doi/10.1098/rspa.1955.0191>
- [12] WILLIAMS, J. a D. HAWKINGS. Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences [online]. 1969, 264(1151), 321-342 [cit. 2019-04-10]. DOI: 10.1098/rsta.1969.0031. ISSN 1364-503X. Dostupné z: <http://rsta.royalsocietypublishing.org/cgi/doi/10.1098/rsta.1969.0031>
- [13] RUSSELL, Daniel, Joseph TITLOW a Ya-Juan BEMMEN. Acoustic monopoles, dipoles, and quadrupoles: An experiment revisited. American Journal of Physics [online]. 1999, 67(8), 660-664 [cit. 2019-04-10]. DOI: 10.1119/1.19349. ISSN 0002-9505. Dostupné z: <http://aapt.scitation.org/doi/10.1119/1.19349>

- [14] FARASSAT, Fereidoun a Jay CASPER. Towards an airframe noise prediction methodology: Survey of current approaches. 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. 2006, , 210.
- [15] LI, Ling a P LIU. Two-dimensional circular cylinder ANDNACA0012 benchmark problems of aero-acoustics computation. 2014, 4, 3498 s.
- [16] Ansys Fluent 15.1 User's Guide, Fluent Inc. b.r.
- [17] UOSUKAINEN, Seppo. D2.2a Acoustic analogies in commercial programs. b.r., , 32. DOI: VTT-R-08604-11.
- [18] KOZUBKOVÁ, Milada a Sylva DRÁBKOVÁ. Numerické modelování proudění: FLUENT 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2003. ISBN 80-248-0525-1.
- [19] Modeling Turbulent Flows: Introductory FLUENT Training I [online]. b.r., , 49 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [http://www.southampton.ac.uk/~nwb/lectures/GoodPracticeCFD/Articles/Turbulence\\_Notes\\_Fluent-v6.3.06.pdf](http://www.southampton.ac.uk/~nwb/lectures/GoodPracticeCFD/Articles/Turbulence_Notes_Fluent-v6.3.06.pdf)
- [20] HOUBRAKEN, Michael. The effect of formulation on the volatilisation of plant protection products. 2018.
- [21] LIU, Jiawei. SIMULATION OF WHISTLE NOISE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS AND ACOUSTIC FINITE ELEMENT SIMULATION. Theses and Dissertations--Mechanical Engineering., 2012.
- [22] HASSAN, Saud. Aerodynamics Simulation of vehicle Body by using CFD Technology. 2014. DOI: 10.13140/2.1.1274.7844.
- [23] JANOŠKO, Ivan, Tomáš POLONEC, Peter KUCHAR, Pavel MÁCHAL a Martin ZACH. Computer Simulation of Car Aerodynamic Properties. 2017, 65, 1505 s. DOI: 10.11118/actaun201765051505.
- [24] URUBA, Václav. Turbulence. 2., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-0105-600-4.
- [25] DRÁBKOVÁ, S. Mechanika tekutin. Ostrava: Skriptum. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava., 2007.
- [26] Ústav chemického inženýrství [online]. b.r. [cit. 2019-05-24]. Dostupné z: <http://uchi.vscht.cz/>
- [27] VLČEK, Petr. Modelování turbulentního proudění. České vysoké učení technické v Praze, b.r., , 21.
- [28] Leap australia Computational Fluid Dynamics blog (CFD) [online]. b.r. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: [www.computationalfluidynamics.com.au](http://www.computationalfluidynamics.com.au)
- [29] SIJAL, A. Understanding Y+ for CFD Simulations [online]. In: . b.r. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: [https://www.linkedin.com/pulse/understanding-y-cfd-simulation-sijal-ahmed/?fbclid=IwAR2Kju5Bo2svoYg-KxUen8RDFJw-\\_t6UrlJlrjgPguXUKLNp-ej4wukGXqU](https://www.linkedin.com/pulse/understanding-y-cfd-simulation-sijal-ahmed/?fbclid=IwAR2Kju5Bo2svoYg-KxUen8RDFJw-_t6UrlJlrjgPguXUKLNp-ej4wukGXqU)

- [30] JANÍČEK, Přemysl. Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí : učební texty. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-7204-554-9.
- [31] 3D CAD BROWSER [online]. 2007 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: [www.3dcadbrowser.com](http://www.3dcadbrowser.com)
- [32] LANFRIT, Marco. Best practice guidelines for handling Automotive External Aerodynamics with FLUENT [online]. b.r., , 14 [cit. 2019-05-15].
- [33] GharPedia: Characteristics & Properties of Glass as Building Material [online]. b.r. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://gharpedia.com/characteristics-properties-glass-building-material/>
- [34] CHAKRABORTY, PINAKI, S. BALACHANDAR a RONALD J. ADRIAN. On the relationships between local vortex identification schemes. Journal of Fluid Mechanics [online]. 2005, 535, 189-214 [cit. 2019-05-20]. DOI: 10.1017/S0022112005004726. ISSN 0022-1120. Dostupné z: [http://www.journals.cambridge.org/abstract\\_S0022112005004726](http://www.journals.cambridge.org/abstract_S0022112005004726)
- [35] External aerodynamics: flow over a car [online]. In: . b.r., s. 13 [cit. 2019-05-18].
- [36] ZPĚTNÉ ZRCÁTKO A HLUK: JAKOU ROLI HRAJE?. Výzkum vývoj automotive [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.vvautomotive.cz/zpetne-zrcatko-a-hluk-jakou-rol-hraje/>
- [37] ANSYS® Academic Research Mechanical, Release 19.2, Help System, ANSYS, Inc. b.r.
- [38] Techmania Science Center [online]. b.r. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/akustika/absorpce-zvuku>
- [39] US enclosure [online]. b.r. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://usenclosure.com/>
- [40] The University of Sydney [online]. b.r. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://sydney.edu.au/>
- [41] LENK, Peter a Graham COULT. Damping of Glass Structures and Components [online]. b.r., , 10 [cit. 2019-05-11]. DOI: 10.7480/cgc.2.2422.

## Přehled použitých symbolů a zkratek

Symbol	Rozměr	Veličina
$B$	$[\text{Pa}\cdot\text{m}^3]$	ohybová tuhost desky
$\mathbf{B}$	$[\text{Nsm}^{-1}]$	strukturální matice tlumení
$\mathbf{B}_p$	$[\text{Nsm}^{-1}]$	akustická matice tlumení
$c$	$[\text{m/s}]$	rychlost zvuku
$C_f$	$[-]$	empirický vztah
$C_\mu$	$[-]$	konstanta
$Co$	$[-]$	Courantovo číslo
$\delta_{ij}$	$[-]$	Kroneckerovo delta
$D$	$[\text{m}]$	vzdálenost
$d$	$[\text{m}]$	charakteristický rozměr
$\eta$	$[-]$	koeficient viskozity
$\varepsilon$	$[-]$	disipace energie
$e$	$[\text{m}]$	velikost elementu
$E$	$[\text{Pa}]$	Youngův model pružnosti
$f$	$[\text{Hz}]$	frekvence
$\mathbf{F}_e$	$[\text{N}]$	vektor vnějšího zatížení
$F_D$	$[\text{N}]$	odporová síla
$F_i$	$[\text{N}]$	celková setrvačná síla působící na jednotku objemu
$F_L$	$[\text{N}]$	vztlková síla
$h$	$[\text{m}]$	tloušťka desky
$I$	$[\text{W/m}^2]$	intenzita zuku
$I$	$[\text{W/m}^2]$	intenzita odraženého vlnění

$I_0$	[W/m <sup>2</sup> ]	intenzita dopadajícího vlnění
$k$	[J]	turbulentní kinetická energie
$K$	[-]	konstanta úměrnosti
$\mathbf{K}$	[N.m <sup>-1</sup> ]	strukturální matice tuhosti
$\mathbf{K}_{fs}$	[N.m <sup>-1</sup> ]	vazbová matice tuhosti
$\mathbf{K}_p$	[N.m <sup>-1</sup> ]	akustická matice tuhosti
$\lambda$	[m]	vlnová délka
$L$	[m]	charakteristický rozměr
$l$	[m]	rozměr víru
$L_p$	[dB]	hladina akustického tlaku
$\mu$	[Ns/m <sup>2</sup> ]	dynamická viskozita
$\mu$	[-]	Poissonova konstanta
$m$	[kg]	hmotnost
$M$	[kg/m <sup>3</sup> s]	výkonnost elementárního zdroje (vydatnost)
$\mathbf{M}$	[kg]	strukturální matice hmotnosti
$Ma$	[-]	Machovo číslo
$\mathbf{M}_{fs}$	[kg]	vazbová matice hmotnosti
$\mathbf{M}_p$	[kg]	akustická matice hmotnosti
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinematickou viskozitu
$v$	[m/s]	rychlost proudu
$n$	[-]	počet elementů na vlnu
$p$	[Pa]	sledovaný akustický tlak
$\mathbf{p}$	[Pa]	vektor akustických tlaků v uzlech sítě tekutiny
$p_{ij}$	[Pa]	tenzor napětí od tlakových sil

$p_0$	[Pa]	referenční akustický tlak
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota tekutiny
$\rho_0$	[kg/m <sup>3</sup> ]	střední hustota kapaliny
$\rho_s$	[kg/m <sup>2</sup> ]	plošná hustota
$r$	[m]	vzdálenost
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$Re_{krit}$	[-]	kritická hodnota Reynoldsova čísla
$\mathbf{R}_p$	[kg]	vazbová matice hmotnosti
$S$	[m <sup>2</sup> ]	obsah plochy
$S_t$	[-]	Strouhalovo číslo
$t$	[s]	čas
$\Delta t$	[s]	časový krok
$T_{ij}$	[MPa]	tenzor napjatosti
$\mathbf{u}$	[m]	vektor posuvů
$\dot{\mathbf{u}}$	[m/s]	vektor rychlostí
$\ddot{\mathbf{u}}$	[m <sup>2</sup> /s]	vektor zrychlení
$\vec{v}$	[m/s]	vektor rychlosti
$v_i$	[m/s]	rychlost proudění ve směru $x_i$
$v_s$	[m/s]	střední rychlost tekutiny
$W_a$	[W]	akustický výkon
$W_d$	[W]	akustický výkon dipólu
$W_m$	[W]	akustický výkon monopólu
$x_j$	[-]	vnitřní normála
$\Delta x$	[m]	nejmenší rozměr elementu ve směru proudění



$\vec{y}$	[m]	polohový vektor zkoumaného elementu tekutiny $dV$
$y^+$	[-]	bezrozměrná vzdálenost od stěny tělesa
$\Delta y$	[-]	výška první vrstvy

Zkratka	Význam
2D	dvoudimenzionální prostor
BEM	Boundary Element Method
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
CFD	Computational Fluid Dynamics
DES	Detached Eddy Simulation
DNS	Direct Numerical Simulation (Metoda přímé numerické simulace)
FEM	Finite Element Method
FFT	Fast Fourier Transform
FVM	Finite Volume Method
FW-H	Ffowcs Williams a D. L. Hawkings
LES	Large Eddy Simulation
N-S	Navier-Stokes
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
S-A	Spalart Allmaras
SRS	Scale Resolving Simulation
SST	Shear-Stress Transport
U-RANS	Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes